



Contribution à la modélisation et au contrôle de compresseurs. Application à la gestion de l'air dans les systèmes piles à combustible de type PEM

Jérémie M'Boua

► To cite this version:

Jérémie M'Boua. Contribution à la modélisation et au contrôle de compresseurs. Application à la gestion de l'air dans les systèmes piles à combustible de type PEM. Energie électrique. Université de Technologie de Belfort-Montbéliard, 2010. Français. NNT : 2010BELF0152 . tel-00607466

HAL Id: tel-00607466

<https://theses.hal.science/tel-00607466>

Submitted on 8 Jul 2011

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

THESE

Présentée à

L'Université de Technologie de Belfort-Montbéliard
en vue de l'obtention du titre de
Docteur

par

JÉRÉMIE M'BOUA
Master ProtÉE à l'Université de Technologie de Belfort-Montbéliard
Département Génie Électrique et Systèmes de Commande

CONTRIBUTION À LA MODÉLISATION ET AU CONTRÔLE DE
COMPRESSEURS-APPLICATION À LA GESTION DE L'AIR
DANS LES SYSTÈMES PILES À COMBUSTIBLE DE TYPE PEM

le 07 Décembre 2010

MEMBRES DU JURY :

M. DEMBA DIALLO	Université Paris Sud - IUT de Cachan, LGEP, Paris (Rapporteur)
M. RADU TIRNOVAN	Université de technologie de Cluj Napoca (Rapporteur)
M. ROUANE AMAR	Université Henry Poincaré, LIEN, Nancy
M. MOUAD DINY	PSA Peugeot Citroën
M. EL MOUSTAPHA MOUADDIB	Université de Picardie Jules Verne, MIS, Amiens
M. RADU MUNTEANU	Université de Technologie de Cluj Napoca
M. MARCELO SIMOES	Colorado School of Mines, États-Unis
M. BENJAMIN BLUNIER	UTBM, FcLab-SeT, Belfort
M. ABDELLATIF MIRAoui	UTBM, FcLab-SeT, Belfort

Jérémie M'BOUA : *Contribution à la modélisation et au contrôle de compresseurs–
Application à la gestion de l'air dans les systèmes piles à combustible de type PEM* ,
Thèse de Doctorat, le 07 Décembre 2010

« Il importe peu qu'on réussisse à trouver la solution ou à saisir la démonstration, quoiqu'il faille vraiment s'efforcer d'y réussir. Jamais en aucun cas, aucun effort d'attention véritable n'est jamais perdu.. Sans qu'on le sente, Sans qu'on le sache, cet effort en apparence stérile, se retrouvera un jour plus tard dans un domaine quelconque de l'intelligence.. »

Simone Adolphine Weil

ABSTRACT

The fuel cell is presented as one of the reliable sources in the futur energy mix. However some improvements have to be done before a large market introduction on many aspects, including the subsystems such as the air compressor providing air to the fuel cell. The air compressor consumes nearly 20 % of the fuel cell system energy's. Better control of the system compressor will increase energy efficiency.

The work presented in this thesis deals with the modeling and the simulation of a air compressor system that provides the required air for a fuel cell system. The final goal is to implement a *Hardware-in-The-Loop* or (HIL) platform for a fuel cell based electric vehicle. The thesis focuses on the modeling of a positive displacement compressor, i.e. a Roots three-lobe compressor, and of development of a canonical model of the fuel cell air supply system with its control structure.

The thesis gives a comprehensive state of the art of fuel cell systems in order to understand the steady-state and transient behavior with related dynamical requirements. Further studies are done about the possibles compressors technologies. A positive displacement compressors (superchargers) is proposed to be integrated to a fuel cell air supply system. Such studies show that even despite the fact that both centrifugal compressor and the scroll compressor have many advantages over other technologies, the roots-three-lobe compressor stills remains as a potential solution because of many advantages features such as volumetric efficiency, isentropic efficiency, compactness and low noise emissions.

The research also proposes the development of an analytical model of the three-lobe compressor based on the analytical determination of the control volumes and the leakage sections, which depends on the orbital angle. A thermodynamic model is coupled with the geometric model in order to determine the physical quantities such as pressure (P), temperature (T), and the mass flow (q). Theses quantities are used to calculate the mechanical power, the volumetric efficiency and the isentropic efficiency. The model is implemented in the VHDL-AMS language for simulation.

An experimental test bench is designed and implemented to validate the developed model using a scaled down set-up and fully automated with sensors through a data acquisition and control system based on *dSPACE*. The simulated results are compared with the experimental ones and show a very agreement and behaviour.

Eventually, this work proposes the core air supply system for fuel cell; the basic components such as a three-lobe compressor, manifold, and a control valve are integrated with the control algorithm. The developed model is validated using the same experimental set-up. However, a butterfly valve

is used for the pressure control. Two control methodologies are tested : a proportional integral (PI) controller and a fuzzy logic (FL) controller. The implementation of the two controllers on the test bench shows a good behaviors both in transient and steady-state conditions. The fuzzy logic controller has a better transient response and a strong robustness against disturbances.

RESUMÉ

La pile à combustible se présente comme l'une des sources sûres du temps post pétrole ; cependant elle a du mal à s'imposer du fait de la non-maîtrise de nombreux aspects, notamment du système auxiliaire tel que le groupe moto-compresseur assurant l'alimentation en air de la pile, et qui consomme près de 20 % de son énergie. Une meilleure maîtrise du système groupe moto-compresseur permettra d'accroître le rendement énergétique.

La thèse présentée a été menée dans la continuité du projet du laboratoire SET de l'UTBM de mise en place d'une plate-forme *Hardware-in-The-Loop (HIL)* de conception de moto-compresseurs pour l'alimentation en air de pile à combustible PEMFC dédiée aux véhicules. La thèse a donc porté sur la modélisation d'un compresseur volumétrique de type Roots tri-lobes et du développement d'un modèle et du contrôle d'un système assurant l'alimentation en air d'une pile à combustible. Dans la première phase du travail, des études sont menées sur les différentes technologies de compresseurs (turbocompresseurs, compresseurs volumétriques) afin de voir leurs possibles intégrations dans un système d'alimentation en air d'une pile à combustible. Ces études montrent que même si le compresseur centrifuge et le compresseur scroll semblent être plus adaptés, le compresseur Roots-tri-lobes reste un candidat potentiel du fait de ces nombreux avantages : efficacité volumétrique, rendement, compacité, peu d'émission sonore, etc.

La seconde phase porte sur le développement d'un modèle du compresseur Roots tri-lobes basé sur la détermination analytique des volumes de contrôle et de toutes les sections de fuite en fonction de l'angle de rotation avec un minimum d'hypothèses simplificatrices. Un modèle thermodynamique est associé au modèle géométrique afin de déterminer les autres grandeurs tels que la pression (P), la température (T) et les débits massiques (q). Le modèle est implémenté en VHDL-AMS pour la simulation. La troisième phase permet de valider le modèle, en mettant en place un banc d'essais dimensionné, automatisé, équipé de capteurs et un système d'acquisition et de commande *dSPACE*. Les résultats simulés comparés à l'expérimentation montrent des résultats très satisfaisants.

La dernière phase de ces travaux consiste à la modélisation d'un système d'alimentation en air à partir d'éléments constitutifs de base c'est-à-dire : le compresseur Roots tri-lobes, le collecteur, et une vanne. Le modèle ainsi conçu est validé à partir du même banc d'essais, mais cette fois avec l'ajout d'une vanne papillon pour le contrôle de la pression. Deux dispositifs de contrôle à savoir : proportionnel intégral et la logique floue sont proposés pour le contrôle du système. L'implémentation des contrôleurs sur le banc d'essais permet de valider les travaux de modélisation et de simulation.

REMERCEMENTS

Les travaux présentés dans ce mémoire de thèse ont été effectués aux laboratoires SET (Systèmes et Transport)/ FClab (Institutue Fuel Fell systems) sous la direction du Professeur Abdellatif Miraoui à l'université de Technologie de Belfort-Montbéliard (UTBM). Ils s'inscrivent dans le cadre de la mise en place d'une plate-forme *Hardware-in-The-Loop* de conception de moto-compresseurs pour l'alimentation en air de pile à combustible PEMFC dédiée aux véhicules.

Étant donné le cadre pluridisciplinaire dans lequel ce projet s'inscrit, plusieurs personnes ont apporté leur contribution de loin et de près à sa réussite. C'est pourquoi à ce jeu des remerciements, il est important de ne pas oublier des noms. Je voudrais présenter d'avance mes excuses à ceux qui pourraient alors subir les affres de l'oubli.

Je souhaite exprimer toute ma gratitude envers les membres du jury qui ont bien voulu consacrer à ma thèse une partie de leur temps très précieux. Mes remerciements vont tout d'abord à :

Monsieur Rouane Amar, Professeur à l'université Henry Poincaré, Laboratoire d'instrumentation Electronique de Nancy (LIEN) pour m'avoir fait l'honneur de présider ce jury.

Je remercie en particulier ceux qui ont accepté la lourde charge d'être les rapporteurs de ce travail et pour l'intérêt qu'ils y ont porté :

Monsieur Demba Diallo, Professeur à l'université Paris Sud-IUT de Cachan, Laboratoire de Génie Électrique de Paris (LGEP).

Monsieur Radu Tirnovan, Professeur à l'université de technologie de Cluj Napoca, Département Systèmes des Puissances.

Je tiens également à exprimer mes remerciements à :

Monsieur Mouad Diny, Docteur-Ingénieur PSA d'avoir apporté le « regard de l'industriel » sur mon travail et particulièrement pour les conseils pendant ma soutenance sur la partie compresseur centrifuge ;

Monsieur El Moustapha Mouaddib, Professeur à l'université de Picardie Jules Verne à Amiens, d'avoir accepté de prendre part au jury.

Monsieur Marcelo Simoes, Associate Professor à la Colorado School of Mines d'avoir effectué le déplacement depuis les États-Unis pour examiner mon travail et aussi pour avoir suivi mes travaux lors de mon séjour aux États unis.

J'adresse mes sincères remerciements à Monsieur Benjamin Blunier « la pièce maîtresse de cette thèse », qui a mis sa fraîche expérience, son savoir faire, sa grande disponibilité et son engagement scientifique à ma disposition durant ces années.

j'aimerais maintenant adresser mes vifs et sincères remerciements à mon directeur de thèse, le Professeur Abdellatif Miraoui qui d'une part a bien voulu m'accepter dans son équipe de recherche et pour son soutien constant

durant cette thèse ; d'autre part m'a permis de prendre des initiatives lors du projet qu'il a bien voulu me confier pendant ma thèse, sans oublier le soutien particulier qu'il m'a apporté lors de mon projet de voyage aux États Unis.

Je ne saurais oublier dans mes remerciements Monsieur David Bouquain directeur du département GESC pour son aide pratique et scientifique ainsi que ses appréciations techniques, dont j'ai pu bénéficier lors de la mise en place du banc de tests du compresseur à lobes.

Je tiens à remercier Monsieur Abderraffia Koukam directeur du laboratoire SET (Systèmes et Transport) pour m'avoir accueilli dans son laboratoire.

Ça serait un crime d'oublier dans mes remerciements Damien Paire, « l'enfant de la Loiiiirreee... » pour toute sa gentillesse, et sa générosité.

Mes remerciements vont à l'endroit de Dimitri Torregrossa, Jérémy Lagorse mes collègues de bureau pour avoir supporté mes humeurs variables pendant mes périodes de doute et d'assurance ; sans oublier Alexandre Ravey, Mohamed Kabalo mes collègues avec lesquels j'ai abordé le dernier virage de cette thèse.

J'ai sincèrement apprécié durant ces années la bonne et chaleureuse ambiance entretenue par les doctorants, enseignants, techniciens du département GESC que je remercie vivement. Que ceux qui se sentent oubliés, trouvent dans cette phrase ma profonde gratitude et mes remerciements pour l'aide et le soutien apporté durant ces années.

Je souhaite aussi remercier toutes les personnes qui m'ont soutenu durant ma vie par leur savoir leur gentillesse et leur dévouement. Je ne saurai décrire en quelques mots ma gratitude. Je suis immensément reconnaissant à mes parents qui m'ont soutenu tout au long de ma vie. Je leur dois beaucoup. Qu'ils trouvent dans ce manuscrit toute ma reconnaissance.

TABLE DES MATIÈRES

ACRONYMES xvii

NOMENCLATURE xvii

INTRODUCTION GÉNÉRALE 1

1	GESTION DE L’AIR DANS LES SYSTÈMES PILE À COMBUSTIBLE	5
1.1	Pile à combustible, généralité et principe de fonctionnement	5
1.1.1	Présentation de la pile à combustible	5
1.1.2	Principe de fonctionnement	5
1.1.3	Les différents types de pile à combustible	6
1.1.4	Auxiliaires d’une pile à combustible	7
1.2	Objectifs de la gestion de l’air dans une pile à combustible	9
1.2.1	Systèmes d’alimentation en air	10
1.2.2	Description des éléments constitutifs et fonctions principales associées	11
1.2.3	Besoins et contraintes de la pile à combustible	12
1.3	Généralité sur les compresseurs	13
1.3.1	Histoire des compresseurs	13
1.3.2	Les turbocompresseurs	14
1.3.3	Les compresseurs volumétriques	15
1.3.4	Synthèse sur le choix du compresseur	18
1.3.5	Analyses du choix de la motorisation	20
1.4	Conclusion	21
2	MODÉLISATION ANALYTIQUE DU COMPRESSEUR ROOTS TRI-LOBES	23
2.1	Introduction	23
2.2	Modèle géométrique	24
2.2.1	Objectifs de la modélisation géométrique	24
2.2.2	Présentation du compresseur roots tri-lobes	25
2.2.3	Description des paramètres géométriques du compresseur	26
2.2.4	Expressions analytiques des volumes des chambres	27
2.2.5	Présentation et description des volumes de contrôle	34
2.2.6	Description du processus de compression	35
2.2.7	Expressions analytiques des volumes de contrôle	36
2.2.8	Présentation et description des sections fuites	39
2.2.9	Expressions analytiques des sections de fuites	39
2.3	Modèle thermodynamique	44
2.3.1	Objectifs du modèle thermodynamique	44

2.3.2	Modèle des volumes de contrôle	44
2.3.3	Modèle des fuites	45
2.4	Modèle représentatif sous forme de composants	46
2.4.1	Modèle du composant de volume de contrôle	46
2.4.2	Modèle du composant de fuite	47
2.4.3	Modèle du compresseur tri-lobes sous forme de composants	47
2.4.4	Détermination des puissances et couple du compresseur	47
2.4.5	Expressions des puissances et du couple	49
2.5	Conclusion	50
3	SIMULATION ET VALIDATION EXPÉRIMENTALE DU MODÈLE DU COMPRESSEUR TRI-LOBES	51
3.1	Introduction	51
3.2	Approche du langage d'implémentation, VHDL-AMS	52
3.3	Implémentation du modèle en VHDL-AMS	52
3.3.1	Présentation du langage VHDL-AMS	52
3.3.2	Standard VHDL-AMS	53
3.3.3	Organisation d'un modèle VHDL-AMS	55
3.3.4	Description d'un exemple de code de composant	57
3.4	Dispositif de validation	60
3.4.1	Objectifs et présentation du banc d'essais	60
3.4.2	Description du banc d'essais	60
3.4.3	Analyse des pertes du compresseur	63
3.4.4	Détermination du rendement volumétrique et rendement isentropique	65
3.5	Comparaison entre la simulation et l'expérimentation	68
3.5.1	Relation débit-pression	68
3.5.2	Rendements volumétrique et isentropique	69
3.5.3	Comparaison des puissances mécaniques	69
3.5.4	Comparaison des couples	69
3.6	Conclusion	73
4	MODÈLE ET CONTRÔLE DU SYSTÈME D'ALIMENTATION EN AIR	75
4.1	Introduction	75
4.2	Approches des systèmes d'alimentation en air dans la littérature	75
4.3	Modèle du système d'alimentation en air	76
4.3.1	Présentation des éléments constitutifs du système	76
4.3.2	Modèle du compresseur	78
4.3.3	Modèle de la vanne de contrôle	78
4.3.4	Modèle du collecteur	81
4.3.5	Validation du modèle de la vanne et du collecteur	81
4.4	Contrôle du système modélisé	84
4.4.1	Objectifs du contrôle du système	84

4.4.2	Contrôleur Proportionnel Intégrale	84
4.4.3	Contrôle à partir de la logique floue	85
4.5	Implémentation sur le banc d'essais	89
4.5.1	Processus d'implémentation	89
4.5.2	Résultats et commentaires	90
4.6	Conclusion	95
5	PERSPECTIVES ET TRAVAUX EN COURS	97
5.1	Introduction	97
5.2	Vers un humidificateur intégré	97
5.2.1	Rappel du concept de l'intégration de l'alimentation en air et de l'humidification	98
5.2.2	Présentation du banc de tests	99
5.3	Vers un Compresseur centrifuge	106
5.4	Conclusion et perspectives	108
	CONCLUSION GÉNÉRALE	111
A	ANNEXES	113
A.1	Différentes types de pile à combustible et généralité	113
A.2	Programme d'implémentation en VHDL-AMS	115
A.3	Présentations des éléments constitutifs du banc d'essais	120
A.4	Élément de régulation de la pression	124
	BIBLIOGRAPHIE	127

TABLE DES FIGURES

FIGURE 1	Schéma du principe de fonctionnement d'une cellule de pile à combustible.[20]	6
FIGURE 2	Schéma des auxiliaires d'une à combustible alimenté en hydrogène. [19]	8
FIGURE 3	Différentes méthodes d'alimentations en air des piles à combustibles.	11
FIGURE 4	Plages de fonctionnement de différentes technologies de compresseurs [11].	12
FIGURE 5	Classification de différentes technologies de compresseurs. [13]	14
FIGURE 6	Turbocompresseurs. [56]	15
FIGURE 7	Quelques technologies de compresseur volumétriques.	19
FIGURE 8	Compresseur centrifuge de l'entreprise <i>Celeroton</i> , avec machine synchrone à aimants permanents tournant à des vitesses de 250 000 tr/min [7]	21
FIGURE 9	Conception et optimisation du groupe moto-compresseur. [20]	24
FIGURE 10	Quelques technologies de compresseurs à lobes.	25
FIGURE 11	Présentation du compresseur roots tri-lobé	26
FIGURE 12	Présentation des variables du modèle.	26
FIGURE 13	Exemple d'évolution d'un volume d'une chambre.	28
FIGURE 14	Représentation des parties convexe et concave.	29
FIGURE 15	Volume d'une chambre élémentaire comprise entre le carter et le lobe.	31
FIGURE 16	Allures des volumes des chambres.	35
FIGURE 17	Présentation des volumes de contrôle.	35
FIGURE 18	Évolution des volumes de contrôle	37
FIGURE 19	Représentation des fuites.	40
FIGURE 20	Évolutions des volumes de contrôle et fuites	43
FIGURE 21	Composant de volume de contrôle.	46
FIGURE 22	Composant de fuite.	47
FIGURE 23	Représentation du compresseur sous forme de composants	48
FIGURE 24	Structure organisationnelle du VHDL-AMS. [14]	53
FIGURE 25	Structure organisation du VHDL-AMS, d'après [14]	55
FIGURE 26	Thermocouple	58
FIGURE 27	Exemple d'un volume de contrôle simplifié.	59
FIGURE 28	Banc de tests du compresseur compresseur roots tri-lobes.	61
FIGURE 29	Photo du banc d'essais avec les éléments constitutifs.	62
FIGURE 30	Interface Control Desk.	64

FIGURE 31	Bilan de puissance dans un système groupe moto-compresseur.	66
FIGURE 32	Diagramme (h, p) du processus de compression.	67
FIGURE 33	Comparaisons entre la simulation et l'expérimentation de la relation débit-vitesse pour différents rapports de compression ; avec r_{exp} : rapport de pression expérimentale, r_{sim} : rapport de compression simulé.	68
FIGURE 34	Comparaisons entre la simulation et l'expérimentation de rendement volumétrique et du rendement isentropique pour différents rapports de compression.	70
FIGURE 35	Comparaison des cartographies simulée et expérimentale de la puissance.	71
FIGURE 36	Comparaison des cartographies simulée et expérimentale du couple.	72
FIGURE 37	Représentations du principe de contrôle des éléments constitutifs.	77
FIGURE 38	Cartographie 3D du compresseur.	78
FIGURE 39	Schéma de l'orifice d'une vanne.	79
FIGURE 40	Vanne papillon.	80
FIGURE 41	Validation du modèle de la vanne non-linéaire pour les pressions 1,5 bar et 1,6 bar.	82
FIGURE 42	Validation du modèle de la vanne non-linéaire pour les pressions 1,5 bar et 1,6 bar.	83
FIGURE 43	Vue générale sur les variables de contrôle.	86
FIGURE 44	Trajectoire de la sortie du contrôleur PI. [68]	87
FIGURE 45	Schéma général du contrôleur flou implémenté.	88
FIGURE 46	Schéma du contrôle de la vanne.	90
FIGURE 47	Réponses du contrôleur PI pour le modèle de vanne linéaire, obtenues pour les pressions 1,5 et 1,6 bar quelque soit la variation du débit massique.	91
FIGURE 48	Réponses du contrôleur PI pour le modèle de vanne non linéaire, obtenues pour les pressions 1,5 et 1,6 bar quelque soit la variation du débit massique.	92
FIGURE 49	Réponses du contrôleur flou pour le modèle de vanne non linéaire, obtenues pour les pressures 1,5 et 1,6 bar quelque soit la variation du débit massique.	93
FIGURE 50	Réponses du contrôleur PI pour le modèle de vanne linéaire, obtenues pour les pressures 1,5 et 1,6 bar quelque soit la variation du débit massique	94
FIGURE 51	Résistance spécifique de la membrane en fonction de la quantité d'eau (moyenne) de la membrane à 80 °C. L'activité de l'eau à l'anode et à la cathode sont égales (pas d'électro-osmose ni de diffusion) [24].	97
FIGURE 52	Influence de la pression sur la tension de la pile pour différents coefficients de rapport à la stoechiométrie.	98

FIGURE 53	Influence de la pression sur la quantité d'eau nécessaire pour atteindre un degré d'hygrométrie donné. 99
FIGURE 54	Diagrammes de Clapeyron (p-V) pour différents types de compression. 100
FIGURE 55	Schéma de principe d'un système pile à combustible avec le système air humidification intégré. 100
FIGURE 56	Photo du banc compresseur-humidificateur. 101
FIGURE 57	Résultats des tests d'injection d'eau. 103
FIGURE 58	Résultats des tests d'injection d'eau. 104
FIGURE 59	Analyse des résultats généraux des tests d'injection d'eau. 105
FIGURE 60	Compresseur centrifuge avec machine synchrone à aimants permanents tournant à des vitesses de 250 000 tr/min [7] 106
FIGURE 61	Cartographie d'un compresseur centrifuge. 107
FIGURE 62	Cartographie du compresseur centrifuge présenté sur la FIGURE 60 en cours d'étude en vue son contrôle. 108
FIGURE 63	Compresseur centrifuge de 250 000 tr/min [7] 114
FIGURE 64	Boîtier dspace. 120
FIGURE 65	Électrovanne. 120
FIGURE 66	Capteurs de température et de débit. 121
FIGURE 67	Capteur de température. 122
FIGURE 68	Couplemètre. 123
FIGURE 69	Vanne papillon. 124

LISTE DES TABLEAUX

TABLE 1	Réglage d'un correcteur PI ou PID selon Ziegler Nichols avec les mesures en Boucle fermé, [15] 85
TABLE 2	Différentes éléments de la règle implémenté. 89
TABLE 3	Comparaison des différentes technologies de piles à combustible [64]. 113
TABLE 4	Caractéristique du compresseur centrifuge présenté dans le chapitre 1 et 5. [7] 114
TABLE 5	Caractéristiques Électrovanne. [7] 120
TABLE 6	Caractéristiques débitmètre. 121
TABLE 7	Caractéristiques du capteur de pression. 121
TABLE 8	Caractéristiques du capteur de température. 122
TABLE 9	Caractéristiques du capteur de température. 123

TABLE 10	Caractéristiques de la vanne papillon.	124
----------	--	-----

ACRONYMES

AFC	Alkaline Fuel Cell
EDA	Équations Différentielles et Algébriques
MCFC	Motén Carbonate Fuel Cell
PaC	Pile à combustible
PAFC	Phosphoric Acid Fuel Cell
PEFC	Polymer Electrolyte Fuel Cell
PEMFC	Proton Exchange Membrane Fuel Cell
SOFC	Solide Oxyde Fuel Cell
UTBM	Université de Technologie de Belfort-Montbéliard
VHDL-AMS	IEEE Standard Very High Speed Integrated Circuit Hardware Description Language-Analog and Mixed-Signal Extensions

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Au cours des dix dernières années, la pile à combustible de type PEMFC est sortie des laboratoires pour s'attaquer à différents secteurs de la génération d'énergie. Si l'application la plus en vue reste le véhicule en particulier, les applications dites stationnaires ne sont pas en reste, car elles présentent de véritables opportunités de marchés.

Les systèmes à pile à combustible sont capables de délivrer une énergie électrique à partir d'un combustible hydrogéné, ceci avec des rejets gazeux et sonores non pénalisants pour l'environnement. Certaines performances demandées au système sont les mêmes quelle que soit l'application visée : un rendement énergétique élevé (supérieur à 40 %), une durée de vie longue (supérieure 5 000 heures pour l'automobile, voire 10 000 à 40 000 heures pour le stationnaire), de faibles émissions de polluants et un coût d'investissement raisonnable. Elles constituent donc a priori une source parfaite pour lutter contre l'effet de serre.

Ce schéma idyllique est un peu théorique (pour ne pas dire simpliste) car le dihydrogène n'est pas présent comme molécule dans la nature et sa production par électrolyse de l'eau ou par reformage d'hydrocarbures ainsi que son conditionnement et son transport sont consommateurs d'énergie et dégagent des gaz à effet de serre. L'approche énergétique ne peut donc être que globale. Néanmoins, le rendement énergétique actuel des piles à combustible laisse présager un gain global et un développement dans le cadre de la filière hydrogène. C'est assurément une voie d'avenir sans que l'on puisse prévoir pour le moment une date de production en série, l'horizon le plus éloigné concernant les applications au transport individuel. D'autres domaines applicatifs risquent de se développer avant. Il s'agit des sources autonomes d'énergie électrique, voire de groupes de secours, ou d'applications stationnaires combinant l'utilisation de l'énergie calorifique et celle de l'énergie électrique (cogénération). Le pilotage est alors basé sur l'énergie calorifique, l'énergie électrique étant utilisée sur place ou renvoyée sur le réseau selon les besoins de consommation à couvrir.

En revanche, les contraintes propres à chaque application conduisent de plus en plus à des conceptions différentes de systèmes, et même à des développements de composants élémentaires spécifiques : cœur de pile, plaque bipolaire, mais également compresseur et système d'humidification.

L'approche de conception du moto-compresseur a fait l'objet de l'étude dans les travaux présentés dans cette thèse. Une méthodologie structurée (sous forme de sous-système) permettant de dégrossir le problème est adoptée. Ce dégrossissement du problème nous impose, un modèle de compresseur pouvant être, non seulement, couplé à un modèle de pile à combustible, mais également à sa machine électrique d'entraînement et à tout le système d'ali-

mentation en air de celle-ci. Ainsi, nos travaux se sont naturellement portés sur la modélisation du compresseur Roots tri-lobes en vue de sa conception et de sa simulation. Afin de pouvoir lier les nombreux paramètres géométriques et physiques de tous les composants, du système moto-compresseur, nous avons opté pour une modélisation analytique. En effet ce type de modélisation offre de la souplesse et de la rapidité et plus particulièrement lorsqu'il y a un besoin d'optimisation sous contraintes. Nous avons également veillé à ce que la démarche adoptée soit générique et ainsi transposable à la modélisation d'autres types de compresseurs volumétriques. L'objectif final visé est d'aboutir à la mise en place d'une plate-forme numérique de dimensionnement et de conception de moto-compresseurs pour piles à combustible. Cette plate-forme numérique est enrichie et validée par une autre plate-forme expérimentale. Cette dernière permettra d'une part de caractériser les prototypes et d'autre part de fournir les éléments nécessaires à la validation des modèles physiques.

Le groupe moto-compresseur est d'une grande importance dans le fonctionnement d'une pile en ce sens qu'il permet d'augmenter la pression partielle à la cathode, d'où l'amélioration le rendement global de celle-ci.

À l'heure actuelle très peu de documents traitent de la modélisation du compresseur à proprement dit. En général les travaux effectués ont pour objectif de faire des tests afin de déterminer la caractéristique et la performance du compresseur pour une application donnée. L'étude menée dans cette thèse consistera à concevoir un modèle du compresseur pouvant permettre une étude optimisée du compresseur en vue de sa construction.

L'étude menée ici est destinée à une application pile à combustible. Le modèle ainsi étudié pourra faire l'objet d'un couplage avec un cœur de pile à combustible ce qui permettra d'avoir une approche générale plutôt qu'une approche par composants discrets et étudiés séparément. Enfin, le contrôle du compresseur en vue de la gestion de l'air est un aspect tout aussi important que sa conception. La conception d'un moto-compresseur nécessite une approche permettant une optimisation globale de la tête de compression, du moteur et de sa commande.

Une méthode originale de modélisation du compresseur roots tri-lobes, basée sur la détermination des expressions analytiques des volumes de contrôle et des fuites a été présentée dans le chapitre 2. Dans le but de valider le modèle présenté, il sera nécessaire et indispensable de l'implémenter dans un langage de simulation adéquat pouvant permettre sa simulation. Les nombreuses discontinuités obtenues dans les fonctions caractéristiques du compresseur, les équations différentielles imposées par le système pour déterminer la pression (P), la température (T), et le débit (q), ainsi que la méthodologie de description du compresseur sous forme de composant, nous conduisent à la quête d'un outil puissant pouvant permettre cette simulation.

Dans la littérature plusieurs méthodes sont proposées pour la simulation des systèmes multi-physiques, on peut citer parmi tant d'autres, les bondes graphs, les schémas fonctionnels, les circuits électriques, etc.

Dans cette thèse le VHDL-AMS a été adopté comme langage d'implémentation du modèle du compresseur. En effet l'analyse des différentes approches des outils de modélisation présentés dans la thèse de B.Blunier a montré que le VHDL-AMS répond parfaitement à la méthodologie imposée par le modèle du compresseur scoll, donc par ricochet à tous les compresseurs volumétriques. De plus ce langage permet de gérer toute les discontinuités du modèle proposé.

Un banc d'essais de compresseur sera mis en place, afin de valider le modèle. Celui-ci sera réalisé de la façon la plus modulaire possible. Les capteurs, les actionneurs et l'instrumentation seront dimensionnés afin de couvrir une large gamme de fonctionnement. Tout cet ensemble sera géré par une interface graphique permettant les essais manuels et aussi un logiciel d'acquisition de données et d'automatisation assurant la reproductibilité.

Dans une pile à combustible, une pression moindre est satisfaisante à des faibles débits, cependant l'oxygène à la cathode et l'hydrogène à l'anode doivent être à la même pression, autrement dit, les variations de pression entre l'anode et la cathode doivent être inférieures à 300 mbar, afin d'éviter la destruction de la membrane catalytique de la pile. Du point de vue fonctionnel, le système d'alimentation en air doit fournir le débit massique nécessaire à la pile à combustible, le niveau de pression nécessaire, tout en limitant la puissance électrique consommée ; toutes ces fonctions qui lui sont attribuées font qu'il absorbe une puissance importante à la pile. Les solutions à ce problème ne se trouve pas seulement dans le choix des éléments constituant le système mais aussi dans la stratégie de contrôle mise en place. Le contrôle à mettre en place pour satisfaire cette contrainte peut s'avérer très complexe. Il sera donc intéressant de trouver un modèle de l'ensemble du système d'alimentation en air avec les modules de base suivi d'un contrôle adéquat permettant d'atteindre le but fixé.

Dans le chapitre 4, un modèle de système de gestion de l'air et son contrôle sont présentés avec les éléments constitutifs de base permettant d'avoir un modèle embryonnaire qui pourra être complexifié, avec l'ajout d'autres modules (par exemple un humidificateur, etc.).

GESTION DE L'AIR DANS LES SYSTÈMES PILE À COMBUSTIBLE

1.1 PILE À COMBUSTIBLE, GÉNÉRALITÉ ET PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

1.1.1 *Présentation de la pile à combustible*

Les piles à combustible dont le principe de fonctionnement, mis en œuvre par Sir William Grove, date de 1839, sont restées pendant de très nombreuses années des dispositifs de laboratoire. Au tournant des années 1960, elles sont devenues des générateurs d'énergie pour les applications spatiales. Leur intérêt pour des applications plus domestiques et plus courantes a ensuite été renforcé par la prise de conscience de l'effet de serre. Toutes les piles à combustible fonctionnent au stade réactionnel avec de l'hydrogène comme combustible et de l'oxygène comme comburant pour former de l'eau mais pour fournir également de l'énergie électrique et de l'énergie calorifique. Elles constituent donc a priori une source parfaite pour lutter contre l'effet de serre. Ce schéma idyllique est un peu théorique (pour ne pas dire simpliste) car le dihydrogène n'est pas présent comme molécule dans la nature et sa production par électrolyse de l'eau ou par reformage d'hydrocarbures ainsi que son conditionnement et son transport sont consommateurs d'énergie et dégagent des gaz à effet de serre. L'approche énergétique ne peut donc être que globale. Néanmoins, le rendement énergétique actuel des piles à combustible laisse présager un gain global et un développement dans le cadre de la filière hydrogène. C'est assurément une voie d'avenir sans que l'on puisse prévoir pour le moment une date de production en série, l'horizon le plus éloigné concernant les applications au transport individuel. D'autres domaines applicatifs risquent de se développer avant. Il s'agit des sources autonomes d'énergie électrique, voire de groupes de secours, ou d'applications stationnaires combinant l'utilisation de l'énergie calorifique et celle de l'énergie électrique (cogénération). Le pilotage est alors basé sur l'énergie calorifique, l'énergie électrique étant utilisée sur place ou renvoyée sur le réseau selon les besoins de consommation à couvrir.

1.1.2 *Principe de fonctionnement*

Une pile à combustible est un dispositif électrochimique où la production de l'électricité se fait grâce à l'oxydation sur une électrode d'un combustible réducteur (par exemple le dihydrogène) couplée à la réduction sur l'autre électrode d'un oxydant, tel que le dioxygène de l'air. La réaction d'oxydation

de l'hydrogène est accélérée par un catalyseur qui est généralement du platine. Si d'autres combinaisons sont possibles, la pile la plus couramment étudiée et utilisée est la pile dihydrogène-dioxygène ou dihydrogène-air. Le principe de fonctionnement est illustré par la FIGURE 1.

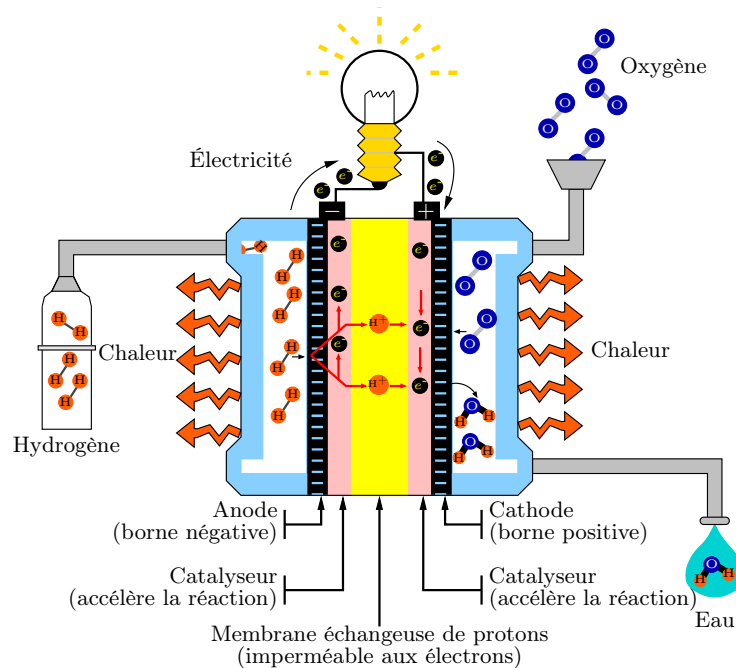


FIGURE 1. Schéma du principe de fonctionnement d'une cellule de pile à combustible.[20]

Une cellule élémentaire est constituée de trois éléments :

- deux électrodes,
- un électrolyte (membrane échangeuse de protons),
- couche de diffusion.

Les deux électrodes sont séparées par l'électrolyte. L'anode est alimentée en combustible (le plus souvent de l'hydrogène, parfois du méthanol pour les piles à alimentation directe en méthanol DMFC). La cathode est alimentée en oxygène (ou plus simplement en air, enrichi ou non en oxygène).

1.1.3 Les différents types de pile à combustible

On distingue plusieurs types de piles à combustible, se différenciant selon la nature de leur électrolyte et de là par le niveau de leur température de fonctionnement. Les architectures et les domaines d'application dans lesquels chaque type peut être utilisé sont diverses et variés. Par ailleurs, chaque pile a des exigences différentes en terme de combustibles (voir annexe A.1).

- AFC (*Alkaline Fuel Cell*) : a une température de fonctionnement comprise

- entre 60-80° C, utilise une solution d'hydroxyde de potassium KOH comme électrolyte, nécessite du dihydrogène et de l'oxygène pur comme oxydant. Ce genre de pile a été et encore utilisé dans le domaine spatial.
- PEMFC (*Polymer Exchange Membrane Fuel Cell*) : elle trouve son domaine d'application généralement dans l'automobile, portables, cogénération, maritime. Sa température de fonctionnement se situe entre 60-100° C, elle fonctionne bien avec du dihydrogène pur ou réformé, son oxydant est de l'air ; comme son nom l'indique elle utilise une membrane polymère conductrice de protons comme électrolyte.
 - DMFC (*Direct Methanol Fuel Cell*) : ces piles sont de même nature que les piles PEMFC mais sont délicates à utiliser en raison d'une part de la toxicité du méthanol et d'autre part de leur faible densité surfacique de puissance, elle trouve son domaine d'application dans les applications portables, avec une température de fonctionnement entre 60-100° C, elle utilise comme combustible du méthanol et comme comburant de l'air.
 - PAFC (*Phosphoric Acid Fuel Cell*) : sa température de fonctionnement comprise est entre 180-200° C, utilise de Acide phosphorique comme électrolyte ; elle nécessite du dihydrogène pur (ou reformé) et de l'air. Ses applications sont principalement pour les domaines stationnaires et souvent utilisées cogénération.
 - MCFC (*Molten carbonate Fuel Cell*) : elle trouve son domaine d'application des le stationnaire et dans la cogénération, sa température de fonctionnement est comprise entre 600-660° C ; elle fonctionne bien avec du dihydrogène pur ou reformé, son oxydant est de l'air ; l'électrolyte utilisé pour cette pile est du carbonates fondus dans une matrice LiAlO_2 .
 - SOFC (*Solid Oxid Fuel Cell*) : cette pile utilise comme électrolyte le ZrO_2 et Y_2O_3 , sa température de fonctionnement est comprise entre 700-1 000° C. Elle fonctionne aussi bien avec du dihydrogène pur ou reformé, utilisant de l'air comme oxydant. On trouve son domaine d'application dans la cogénération, production centralisée d'électricité, automobile, maritime.

1.1.4 Auxiliaires d'une pile à combustible

Les auxiliaires d'un pile à combustible consomment une partie non négligeable de l'énergie produite par celle-ci, entraînant ainsi la dégradation du rendement du système. Leur conception est donc souvent un élément clé dans le développement d'un système pile à combustible. En effet, ils constituent des ensembles multi-physiques très complexes où les paramètres de fonctionnement interagissent fortement entre eux.

La complexité d'un système pile à combustible est liée essentiellement aux contraintes de température, de pression et d'humidité des gaz qu'il faut imposer et maintenir dans des plages d'évolution très strictes et restrictives. En général, un système pile à combustible comporte donc trois circuits fluidiques consommateurs d'énergie : le circuit d'alimentation en comburant, le circuit d'humidification du ou des gaz et le circuit de refroidissement comme

l'illustre la FIGURE 2. Ces principaux auxiliaires sont souvent composés de des sous-systèmes tels que les convertisseurs statiques, condenseurs, pompes, ventilateurs, permettant leur bon fonctionnement. Les principaux éléments sont présentés dans les sections suivantes.

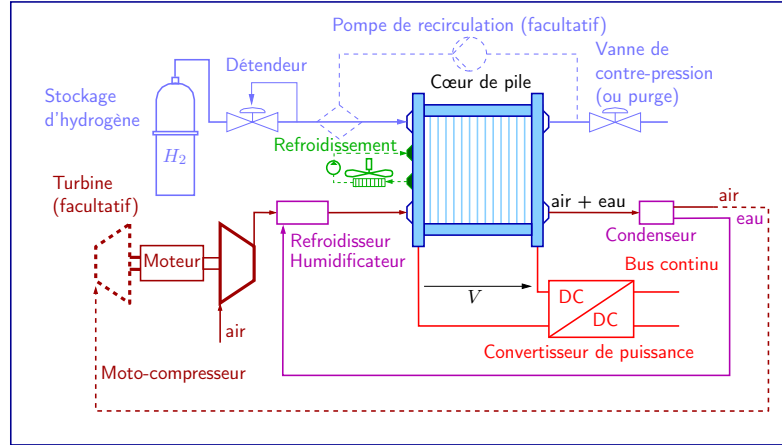


FIGURE 2. Schéma des auxiliaires d'une à combustible alimenté en hydrogène. [19]

1. Circuit d'alimentation en hydrogène :

Suivant l'application visée, le mode d'alimentation retenu peut différer. L'hydrogène peut être stocké tout simplement dans un réservoir, ou un sous système est mis en place pour sa production sur place par reformage du gaz naturel. Le gaz naturel est constitué d'une grande partie de méthane et il contient aussi du CO_2 et du soufre. Ce dernier doit être d'abord éliminé par un système de désulfuration. L'opération de reformage se fait en deux étapes principales : la première créant, de l'hydrogène et du monoxyde de carbone CO comme le montre l'équation (1.1) :



la deuxième produisant de l'hydrogène et du CO_2 , selon l'équation (1.2). La deuxième réaction a pour but de supprimer le monoxyde de carbone qui se comporte comme un poison pour les catalyseurs [60], [12], [22] :



La pile à combustible utilise dans certains cas, une pompe de recirculation (voir la FIGURE 2) d'hydrogène (l'hydrogène non consommé sortant de la pile est réintroduit en entrée) suivant le mode de fonctionnement de la pile.

2. Circuit d'alimentation en oxygène :

L'oxygène est l'un des vecteurs indispensable au fonctionnement d'une pile à combustible. Bien qu'il enveloppe notre environnement, il reste insuffisant dans l'air qui le contient. Afin d'alimenter la pile en oxygène, différentes méthodes sont utilisées : l'oxygène pur ou air comprimé par un compresseur ou soufflante ; dans certains cas, l'énergie disponible dans les gaz de sortie (air appauvri en oxygène) de la pile peut être récupérée par une turbine. Pour les petites puissances, une soufflante peut suffire.

3. *Système de refroidissement :*

Ce système permet la régulation de la température due à la réaction exothermique qui se déroule dans la pile. Cette régulation de température diffère suivant les types de pile à combustible ; certaines pile à basse température utilisent des systèmes de ventilation conventionnels, tandis que dans le cas des piles à température élevée, la température est régulée à partir d'un circuit de circulation en eau dans la pile.

4. *Système d'humidification :*

Le maintien de la charge en eau dans la membrane est indispensable à la durée de vie de la pile. L'eau produite par la réaction peut suffire dans le cas d'applications de très faibles puissances, inférieures à la centaine de watts (auto humidification). Néanmoins, au-delà de cette gamme de puissance, l'humidification de l'air en amont de la pile est encore incontournable pour aboutir à des durées de vie importantes. L'humidification peut être réalisée par divers procédés.

5. *Convertisseurs statiques et leurs contrôles :*

Comme on peut le voir sur la FIGURE 2, les auxiliaires de la pile disposent de nombreux convertisseurs statiques. En effet ce grand nombre de convertisseurs s'explique par le fait que une partie de l'énergie produite par la pile étant destinée à alimenter ses auxiliaires, les niveaux de tension et courant à ces bornes doivent être adaptés à chaque actionneur (moteur du compresseur, ventilateur de refroidissement, pompe de recirculation etc.). Ainsi, on a des convertisseurs DC/DC, élévateur de tension (faible tension, fort courant) et unidirectionnels en courants ; des convertisseurs DC/AC qui permettent l'alimentation des actionneurs.

1.2 OBJECTIFS DE LA GESTION DE L'AIR DANS UNE PILE À COMBUSTIBLE

L'utilisation d'un groupe moto-compresseur pour l'alimentation en air d'une pile à combustible est d'une grande importance, en ce sens qu'il permet une augmentation du rendement global du système. Comme il a été mentionné précédemment la pile produit de l'énergie pour alimenter ces auxiliaires, mais celui-ci lui prélève une puissance importante qui peut représenter jusqu'à 20 % de la puissance électrique produite par la pile. Le groupe moto-compresseur est donc un auxiliaire très important dans le système pile et de nombreux verrous technologiques sont à lever dans ce

domaine : il doit permettre l'alimentation en air, l'évacuation de l'eau produite sans assécher la membrane de la pile et assurer une bonne dynamique du système (c.-à-d., répondre en temps réel aux sollicitations du système).

1.2.1 *Systèmes d'alimentation en air*

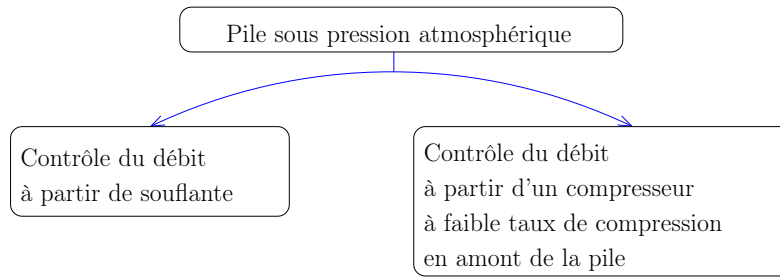
Les piles à combustible PEMFC peuvent fonctionner à partir d'oxygène pur (cas des piles utilisées dans les sous-marins et les engins spatiaux). Celui-ci est alors stocké sous pression dans un réservoir. Dans le cas des applications terrestres, stationnaires ou embarquées, les piles à combustible sont majoritairement alimentées en air.

La fourniture d'air à la pile est assurée, suivant le niveau de pression requis (voir la FIGURE 3), au moyen d'une soufflante (jusqu'à environ 0,5 bar de pression relative) ou d'un compresseur (de l'ordre de 1 à quelques bars relatifs). Celui-ci doit fonctionner sans huile ou éventuellement muni d'un filtre à huile et être doté d'un filtre. Le débit d'air est ensuite dirigé directement vers la pile. Les limitations liées aux performances dynamiques de la soufflante ou du compresseur doivent alors être prises en compte dans un mode de gestion de la pile impliquant des débits variables [57].

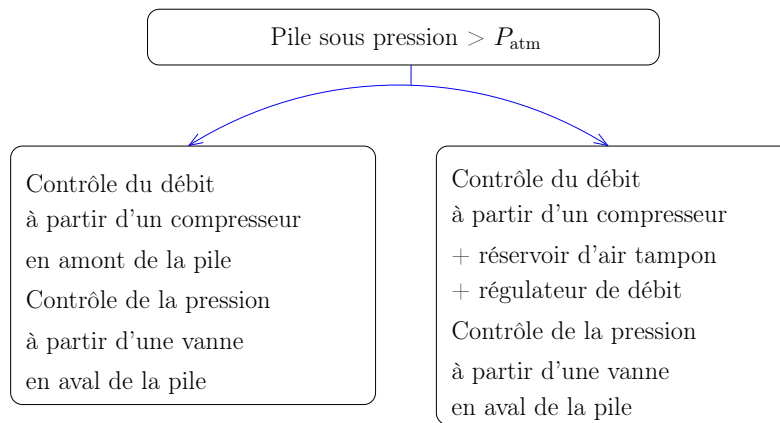
Le débit d'air peut également être acheminé dans un réservoir tampon pour s'affranchir en partie des restrictions liées à la dynamique de l'organe de compression. Ce type de solution peut par exemple être mis en œuvre sur une plate-forme d'essais ; le compresseur est alors associé à un filtre (piégeant des particules de fine taille, par exemple supérieure à 5 μm) et à un sécheur pouvant imposer des points de rosée bas sur une gamme de débit donnée. L'air est disponible à une pression de l'ordre de 10 bar dans la cuve faisant office de réserve tampon. Généralement, un ou plusieurs régulateurs de débit massique en parallèle sont présents entre la réserve et l'entrée du stack. Comme dans le cas du circuit combustible, une vanne de contre-pression peut aussi permettre d'ajuster le niveau de pression en entrée de pile [30].

La différence de pression entre les compartiments anodique et cathodique doit cependant être maintenue dans une gamme raisonnable (0 à 0,3 bar) de manière à ne pas occasionner de déchirure de la membrane ni de déplacements des joints d'étanchéité placés entre les plaques bipolaires. Le débit d'air est quant à lui fixé, d'une part, en fonction du niveau de courant électrique à atteindre, d'autre part, vis-à-vis du besoin lié à l'évacuation de l'eau liquide pouvant potentiellement se trouver dans le compartiment cathodique.

L'objectif final est d'éviter tout fonctionnement en sous-stœchiométrie, même locale, pouvant occasionner une chute des performances, voire parfois, à une dégradation de la pile. Des pressions partielles d'oxygène satisfaisant au bon déroulement de la réaction chimique doivent être assurées au sein du stack. Pour cela, un taux de sur stœchiométrie cathode proche de deux est généralement préconisé, [66].



(a) Méthodes de gestion de l'air dans une pile fonctionnant sous pression atmosphérique.



(b) Méthodes de gestion de l'air dans une pile fonctionnant à pression élevée.

FIGURE 3. Différentes méthodes d'alimentations en air des piles à combustibles.

1.2.2 Description des éléments constitutifs et fonctions principales associées

Le système de gestion d'air est constitué d'un grand nombre de composants. Pour la purification de l'air, des filtres permettant d'éliminer les particules doivent être mis en place à l'entrée de la pile. Un compresseur (ou soufflante pour les piles atmosphériques), une électrovanne ou expanseur avec une soupape de décharge (optionnel) peuvent être utilisés pour la régulation en pression de la cathode. Pour le système d'humidification, l'eau peut être récupérée à la sortie de la cathode au moyen d'un condenseur. L'humidificateur est généralement inséré entre la sortie d'air du compresseur et l'entrée cathodique de la pile. Un échangeur de chaleur peut être utilisé si la chaleur contenue dans l'air n'est pas suffisante pour évaporer l'eau. Le contrôle du système d'alimentation en air requiert des capteurs. En effet, la pression et le débit doivent être contrôlés de manière à assurer les besoins de la pile. Dans un premier temps, des capteurs de pression et de température, un débitmètre massique, un capteur de vitesse de rotation de la machine doivent être utilisés

afin de construire les cartes du compresseur. Dans un deuxième temps, le débitmètre peut être enlevé : le débit d'air peut être déduit à partir de la pression, de la vitesse de rotation et des cartes préalablement construites. Pour le contrôle de l'humidification, des capteurs hautes performances de point de rosée doivent être utilisés. Le temps de réponse est, en effet, critique et une réponse rapide permettra d'éviter de noyer les électrodes ou l'assèchement de la membrane.

1.2.3 Besoins et contraintes de la pile à combustible

Le choix d'un compresseur adéquat pour une pile doit faire l'objet d'une étude rigoureuse, de façon à ce que le groupe moto-compresseur ne soit pas un fardeau pour la pile mais plutôt un bon compagnon l'aidant à améliorer son rendement global. Pour ce faire, le choix d'un compresseur idéal s'avère indispensable. De nombreux travaux de comparaison entre les différentes familles de compresseurs ont été présentés [52], [58], [20], [22] permettant de montrer le panel de compresseurs pouvant être utilisés, suivant le type de pile et l'application visée. Ces travaux montrent que divers compresseurs dans chaque grande famille (voir section 1.3) (turbocompresseur et compresseur volumétrique) peuvent être utilisés. Le choix du compresseur n'est pas une chose aisée pour le concepteur du système en général et concepteur système pile en particulier. Pour résumer, trois familles de compresseurs peuvent être utilisées avec les critères de choix suivant :

- qualité du gaz ;
- propreté du gaz (gaz exempt d'huile) ;
- débit, pression (taux de compression).

Pour ces deux derniers points, la FIGURE 4 donne une information sur les plages habituelles de fonctionnement des diverses catégories de compresseurs.

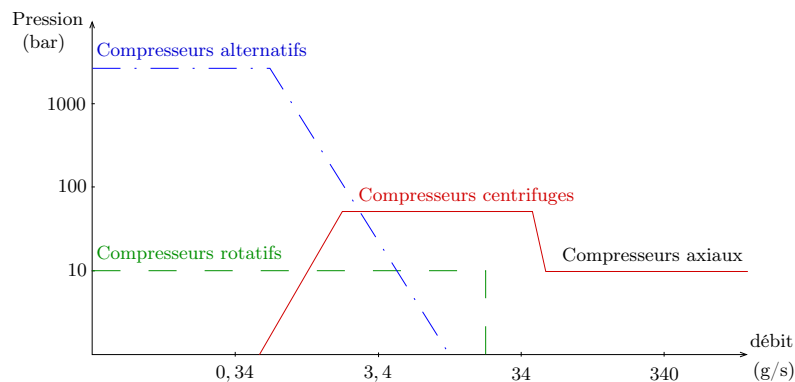


FIGURE 4. Plages de fonctionnement de différentes technologies de compresseurs [11].

1.3 GÉNÉRALITÉ SUR LES COMPRESSEURS

Un compresseur mécanique est un organe mécanique destiné à augmenter par un procédé uniquement mécanique la pression d'un gaz.

1.3.1 Histoire des compresseurs

Les premiers compresseurs, qui découlaient de la construction des machines à vapeur, étaient en disposition horizontale avec une ou deux lignes de cylindres disposées de part et d'autre d'un volant ou d'un moteur. Vers le milieu du 19^{ème} siècle, la connaissance des grands principes de la thermodynamique permit de voir l'intérêt d'une compression multi-étagée, avec refroidissement intermédiaire. À la fin du 19^{ème} siècle, les constructeurs souhaitaient augmenter les vitesses de rotation afin de diminuer l'encombrement et d'augmenter les performances de ces machines. On vit alors la nécessité d'utiliser des clapets automatiques. Hanns Hürbiger, en 1895, à Vienne, rendit possible le souhait des constructeurs en leur proposant les premiers clapets automatiques. L'augmentation de la vitesse de rotation du vilebrequin obligea à repenser la composition de la structure, pour des raisons d'équilibrages des efforts. L'avènement des moteurs thermiques à combustion interne et leurs principes de suralimentation afin d'améliorer le rendement, va conduire à de nombreux travaux sur les compresseurs.

- En 1905 le brevet du turbocompresseur a été déposé par l'ingénieur suisse Alfred Büchi.
- Une des premières applications du turbocompresseur a été la conception par l'ingénieur Auguste Rateau d'un moteur Renault propulsant un avion de chasse pendant la guerre de 1914-1918.
- En 1954, la société Crépelle proposa, les premiers compresseurs auto-équilibrés avec deux cylindres à double effet opposés et horizontaux. Résolvant ainsi les problèmes d'équilibrage rencontrés à la fin du 19^{ème}. Les efforts d'inertie et de pression ont pu ainsi être équilibrés, ce qui permet des vitesses de rotation qui atteignent 1 500 tr/min. [35]

Les diverses catégories de machine créées au début du 19^{ème} jusqu'à ce jour peuvent être classées en deux grandes familles ; voir la FIGURE 5 :

- les machines roto-dynamiques et
- les machines volumétriques.

On a bien du mal à trouver un terme générique pour les machines roto-dynamique et on rencontre dans la littérature les expressions : machines centrifuges, turbomachines, ou encore machines rotodynamiques. Au cours des années, le terme « machines centrifuges » est devenu impropre. Historiquement, il correspond au fait que les premières machines, autres que volumétriques, construites aux environs de 1900, étaient centrifuges ; non pas que ce type de compresseur, inventé par le professeur Rateau, l'ait été tellement plus tôt que le compresseur axial étudié en Grande-Bretagne par Parsons entre 1901 et 1906, mais parce que la machine centrifuge a atteint

Auguste Camille Edmond Rateau, né à Royan le 13 octobre 1863 et mort à Neuilly-sur-Seine le 13 janvier 1930, est un ingénieur français.

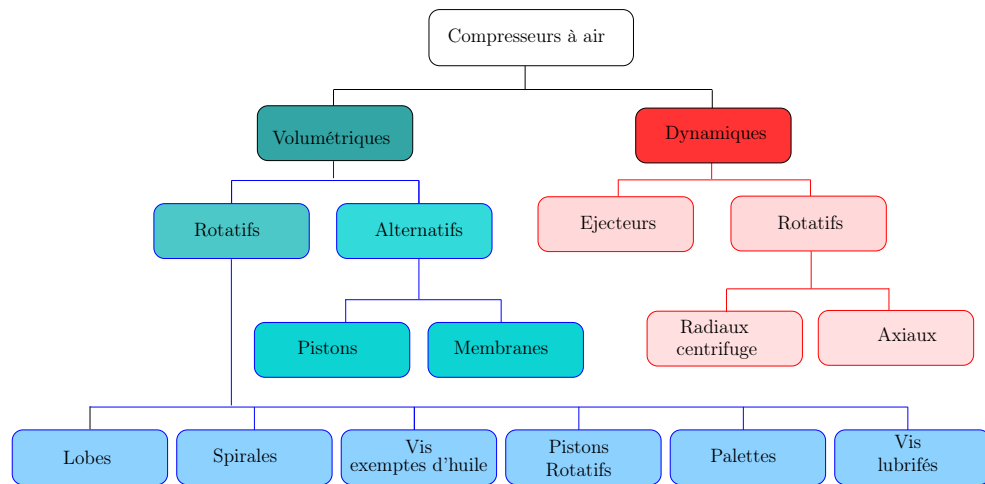


FIGURE 5. Classification de différentes technologies de compresseurs. [13]

bien plus rapidement sa maturité technique. Le terme « turbomachine » est le plus employé ; celui de « machine roto-dynamique » est le plus explicite : il signifie que, par l'utilisation d'un système de pales entraînées en rotation autour d'un axe, on transforme l'énergie mécanique en quantité de mouvement sur le fluide. Ensuite, par des dispositifs appropriés inclus dans la machine, on récupère sous forme de pression l'énergie contenue sous forme de vitesse.

1.3.2 Les turbocompresseurs

Un turbocompresseur (ou compresseur dynamique) est un organe annexe d'un moteur à combustion interne à allumage commandé ou par compression (Diesel), destiné à augmenter la pression des gaz admis, permettant un meilleur remplissage des cylindres en air. Ce type de compresseur est entraîné par une turbine animée par les gaz d'échappement, qui cèdent ainsi une partie de leur énergie cinétique, sans consommer de couple sur l'arbre moteur. Il existe différentes sortes de turbocompresseur. Dans le domaine des turbomachines de compression (turbocompresseur), deux modes de classement sont établis :

1. suivant l'utilisation, on a :
 - *les ventilateurs* : on a un faible taux de compression (inférieur à 1,20 en air) et faible vitesse du fluide dans la traversée de la machine ; dans ce type de machine le fluide gazeux se comporte de manière incompressible c'est-à-dire que sa variation de volume massique au cours de la traversée de la machine est négligeable ;
 - *les soufflantes* : caractérisées par l'apparition marquée de la compressibilité avec des taux de compression plus élevés (entre 1,20 et 2) et des vitesses plus grandes ;

- *les compresseurs* : dans ce type de machine la compressibilité du fluide gazeux intervient, il est possible d'avoir un taux de compression élevé (supérieur à 2) pouvant nécessiter l'utilisation de plusieurs étages de compression montés en série.
- 2. suivant la forme géométrique (avec deux formes principales), on a :
 - *centrifuge* : le fluide entre dans l'axe de la roue puis se répartit tout autour de cet axe dans une direction sensiblement perpendiculaire à celui-ci avant de sortir de façon circonférentielle en périphérie, (voir la FIGURE 6(a))
 - *axial* : l'écoulement du fluide reste sensiblement équidistant de l'axe dans toute la traversée de la roue mobile, (voir la FIGURE 6(b)). Il y a une évolution constante de la forme entre ces deux familles, le stade intermédiaire étant appelé hélico-centrifuge. Les machines centrifuges se prêtent mieux à des taux de compression élevés ; les machines axiales sont capables de débits plus grands. Il y a une évolution constante de la forme entre ces deux familles, le stade intermédiaire étant appelé *hélicocentrifuge* (voir la FIGURE 6(c)).

Ces turbocompresseurs sont largement utilisées pour réaliser des cycles thermodynamiques ; c'est le cas des compresseurs axiaux et des turbines axiales accouplés dans les réacteurs aéronautiques ou les turbines à gaz industrielles (qui portent un nom ambigu, puisqu'elles comprennent au sens strict des termes, un compresseur et une turbine). C'est le cas également des centrales thermiques qui comportent une pompe à eau et une turbine à vapeur.

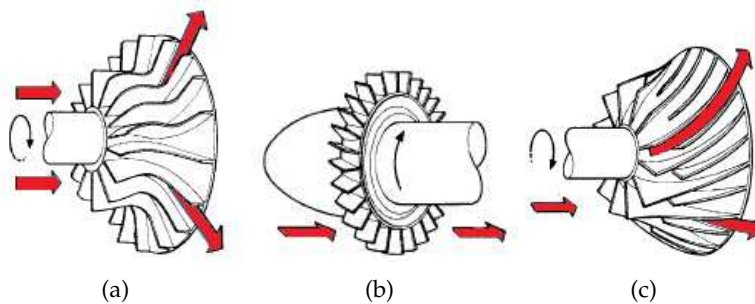


FIGURE 6. Turbocompresseurs. [56]

1.3.3 Les compresseurs volumétriques

Le compresseur volumétrique, est un organe mécanique indépendant souvent entraîné par une chaîne qui a la même fonction : comprimer et injecter de l'air. N'étant pas lié au volume du gaz d'échappement, il n'est pas lié à un certain régime pour se déclencher. Par contre, il est moins « rentable » que le

turbo car son fonctionnement est gourmand en énergie, donc en puissance. On classe généralement les compresseurs volumétrique en deux grandes familles.

1. Les compresseurs alternatifs

Brevet 11/24/1925
État Unis N°
1563166

- *Compresseur à membrane* ; inventé en 1916 par Henri Corblin, comme son nom l'indique le compresseur à membrane fonctionnent avec, une membrane qui oscille. L'oscillation de la membrane peut être créée par un excentrique mû par un moteur, un piston, un moteur linéaire, une vibration électromagnétique. Il permet d'avoir un gaz comprimé exempt de toute pollution, le rendement de remplissage est élevé, des pressions très élevée peuvent être obtenues, les pièces mobiles sont bien lubrifiées ce qui leur procure une excellent fiabilité, le rendement énergétique est excellent, la maintenance est réduite au maximum et donc d'un prix faible. Ce type de compresseur est surtout utilisé dans le domaine professionnel pour comprimer toutes sortes de gaz. En plongée, il est utilisé pour charger des tampons avec des mélanges « Nitrox » ou « Trimix ». [18]
- *Compresseurs à piston* : le compresseur à pistons a besoin d'être lubrifié en permanence. Une partie inférieure de la structure de son carter forme réserve d'huile. La pression régnant dans le carter est la pression d'aspiration. La pompe à huile délivre une pression supérieure de 0,5 à 4 bars à la pression régnant dans le carter. Le compresseur à piston est très sensible à l'arrivée de fluide liquide : si quelques gouttes de liquide pénètrent au niveau des soupapes, elles en provoquent une usure lente. Si du fluide liquide pénètre en grande quantité, la destruction des clapets est immédiate. De là, les protections anti-coups de liquide adoptées (ressort puissant sur le chapeau de cylindre, capable de se soulever en cas d'arrivée de liquide). « L'espace mort » est le volume qui reste entre le piston et le fond du cylindre, lorsque le piston est en position haute maximale. Cet espace est nécessaire pour éviter les chocs lorsque le piston est en bout de course. Il représente 3 à 4 % du volume du cylindre [56]. Il faut le réduire au maximum afin d'augmenter le rendement volumétrique du compresseur. On en distingue trois sortes : les compresseurs à pistons de construction ouverte, utilisés dans les installations d'une puissance jusqu'à 500 kW. Les Compresseurs à pistons de construction semi-ouvert : utilisé dans des installations jusqu'à 100 kW ou, en recourant à plusieurs compresseurs, jusqu'à 400 kW environ. Enfin les compresseurs à pistons de construction fermée installée dans de petits appareils (réfrigérateurs, climatiseurs compacts) ou dans des installations d'une puissance jusqu'à 30 kW environ [10]. (voir la FIGURE 7(a))

2. Les compresseurs rotatifs

- *Compresseur à béc* : illustré par la FIGURE 7(d), offre des taux de compression pouvant atteindre 2,2 et des débits jusqu'à 200 g/s [9].

Il compresse sans lubrification et sans contact et donc ne s'use pas. À la différence des compresseurs à lobes standards, les compresseurs à becs rotatifs fonctionnent avec une compression interne [8]. Le compresseur à lobes (ou roots) est plus adapté pour des pressions inférieures à 1,6-2 bar mais au dessus de cette valeur, il devient plus intéressant d'utiliser un compresseur à becs rotatifs car la puissance consommée par celui-ci est plus faible. Le compresseur à becs rotatifs sera donc plus adapté qu'un compresseur à lobes lorsque la pile à combustible nécessite des pressions supérieures à 2 bar.

- *Compresseur à vis* : il en existe deux types, machine ouverte ou fermée, le fluide frigorigène gazeux est comprimé par une vis hélicoïdale tournant à grande vitesse. On rencontre des compresseurs à vis selon deux technologies : les bi-rotors (type SRM) et les mono-rotors (type ZIMMERN) [10]. Le rendement volumétrique d'un compresseur à vis est bon grâce à l'absence d'espaces morts, comme dans les compresseurs à pistons. Cette propriété permet d'assurer des taux de compression élevés avec un bon rendement volumétrique. Les débits peuvent varier de 20 g/s à 1 000 g/s, [35]. Les avantages du compresseur à vis sont sa faible usure et son réglage facile. Il est toutefois encore coûteux. Le compresseur à vis doit être abondamment lubrifié, pour assurer l'étanchéité entre les pièces en mouvement et pour réduire le niveau sonore, mais aussi pour refroidir le fluide : on peut alors atteindre des taux de compression élevés (jusqu'à 20) sans altérer le fluide. Les compresseurs à vis modernes ont des rotors à profils asymétriques, ce qui est préférable au niveau énergétique. Il est présenté sur la FIGURE 7(b).
- *Compresseur scroll* : ce compresseur a été étudié dans la thèse de Blunier et également dans de nombreux articles, [26], [46], [73]. Le compresseur Scroll est composé de deux rouleaux identiques en forme de spirale, (voir la FIGURE 7(e)). Le premier est fixe, le second décrit un mouvement circulaire continu sans tourner sur lui même. Les spirales sont déphasées de 180°. Le mouvement orbital entraîne le déplacement vers le centre des poches de gaz, ce déplacement est accompagné d'une réduction progressive de leur volume jusqu'à disparition totale. C'est ainsi que s'accomplit le cycle de compression du fluide. Il permet d'obtenir des taux de compression supérieurs à 2 et présente de bons rendements sur toute la plage de fonctionnement ; le niveau sonore est faible [48]. La réduction du nombre de pièces par rapport à un compresseur à pistons (par exemple) de même puissance est de l'ordre de 60 %. L'unique spirale mobile remplace pistons, bielles, manetons et clapets. Moins de pièces en mouvement, moins de masse en rotation et moins de frottements internes [18], se traduit par un rendement supérieur à celui des compresseurs à pistons ; cela se traduit par un COP frigorifique de l'ordre de 4 en moyenne annuelle alors qu'il se situe aux alentours de 2,5 pour les

COP : coefficient de performance, est le quotient de la chaleur fournie par le travail mécanique absorbé

La modélisation du compresseur roots tri-lobes est présentée dans le chapitre 2

Brevet 2097037 pour compresseur volumétrique, le 26 octobre 1937

compresseurs à pistons (information constructeur). Les variations de couple ne représentent que 30 % de celles d'un compresseur à pistons. Il n'impose donc que de très faibles contraintes au moteur, facteur de fiabilité. Il reste limité en puissance (autour des 50 kW) mais plusieurs scrolls peuvent cependant être mis en parallèle (jusqu'à 300 kW par exemple).

- *Compresseur à lobes* : on trouve l'origine de cette technologie dans les brevets de l'Américain A. J. Northey, déposés en 1934 et 1937. À cette époque, ces brevets ne furent pas exploités, car la machine présentait un très mauvais rendement, dont les causes étaient :
 - des jeux trop importants entre les rotors, ainsi qu'entre ceux-ci et les parois ;
 - une vitesse trop faible et des profils de lobes insuffisamment élaborés ;
 - la mauvaise synchronisation des clapets d'aspiration et de refoulement, disposés sur le pourtour de la chambre de compression [35].
- En 1946, la société Northey fut créée en Grande-Bretagne et développa ce type de compresseur. En 1968, cette société proposa 4 séries, mono et bi-étagées, fournissant un débit allant de 2 à 200 g/s. En 1969, un autre Américain, A. Brown, essaya d'améliorer les brevets de Northey, sans parvenir à un rendement acceptable. C'est à partir de la machine de Brown que le centre de recherche d'Ingersoll-Rand (États-Unis) a étudié et réalisé un nouveau prototype de compresseur à lobes qui a été achevé en 1975 et mis sur le marché en 1982. Dans le même temps, la société Atlas Copco (Suède) a développé également un compresseur avec un lobe, (chapitre 2, FIGURE 10(c)) au lieu de deux, pour des débits de 80 à 240 g/s [18]. Il est principalement utilisé dans les applications où il est impératif d'avoir une compression exempte d'huile (industrie du textile, chimique, alimentaire, installation médicales, etc.). Ce type de compresseur permet également la suralimentation des moteurs thermiques. Le compresseur à lobes est une machine non compressive (pas de compression interne) ; c'est une soufflante qui effectue uniquement un travail de transvasement.

1.3.4 Synthèse sur le choix du compresseur

Une analyse des technologies mentionnées ainsi qu'une comparaison avec les critères essentiels du cahier des charges d'une pile à combustible de type PEMFC permet de donner les conclusions suivantes :

- Le compresseur centrifuge présente l'avantage d'avoir une compacité inégalée par rapport aux compresseurs volumétriques. Le processus de compression est continu et ne présente aucune variation de pression. Cependant il faut penser à trouver des moyens de lubrification de l'arbre tournant au moyen d'une solution exempte d'huile. Les vitesses de rotation étant supérieures à 80 000 tr/min, la conception d'une machine

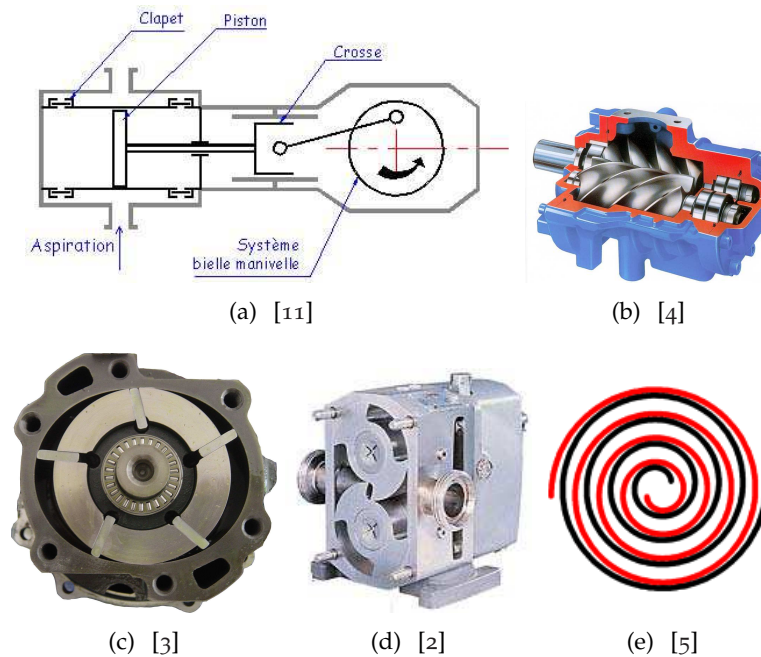


FIGURE 7. Quelques technologies de compresseur volumétriques.

- électrique d'entraînement et de son contrôle sont indispensables. Ce type de compresseur ne peut pas fonctionner à pression constante sur toute la plage de débit d'une pile à combustible et l'humidification ne peut être directement intégrée dans le processus de compression ;
- La pile ne peut pas supporter de variation de pression importante et la dynamique désirée interdit l'utilisation d'un système tampon entre la pile et le compresseur. Il est donc impossible d'utiliser le principe du compresseur à piston linéaire.
 - La pile ne peut pas supporter même quelques ppm d'huile ou de graisse. Les systèmes qui utilisent des jeux d'engrenages (lubrification obligatoire) et qui ont des chambres de compression difficiles à étanchéifier ne peuvent pas non plus être utilisés. Il est donc très difficile et non viable économiquement d'utiliser le compresseur à piston rotatif.
 - Afin de diminuer l'encombrement du moto-compresseur, il est souhaitable d'avoir une vitesse de rotation élevée. D'autre part l'une des préoccupations principales est d'obtenir un moto-compresseur avec un rendement élevé. Le compresseur à palettes est très mal adapté aux grandes vitesses de rotation. Il n'est donc pas judicieux de l'utiliser.
 - Le but final est de réaliser un compresseur qui puisse être concevable industriellement. Le coût de réalisation du compresseur à vis étant donné la complexité des formes des vis et la précision nécessaire pour pouvoir obtenir un bon rendement sera prohibitif et incompatible avec

une production en grande série.

- Le compresseur scroll semble bien adapté aux contraintes du cahier des charges d'une pile à combustible PEMFC. En effet, il possède un bon rendement sur toute la plage de fonctionnement désiré, il permet d'avoir une compression régulière et le taux de compression réalisable peut largement dépasser les 2,3 bars absolus (voir la thèse de Blunier, [20]).
- Le compresseur roots semble également bien adapté au fonctionnement aux vitesses désirées. Il offre de nombreux avantages par sa simplicité, son bon rendement et la qualité du gaz fournie. Même si le taux de compression (environ 2) de ce compresseur reste à la limite de celui du cahier des charges, Il fera l'objet de l'étude dans cette thèse.

1.3.5 Analyses du choix de la motorisation

Le choix d'un moteur adéquat pour l'entraînement d'un compresseur est d'une grande importance dans l'étude des groupes moto-compresseur. Suivant le type, la taille de pile et aussi l'application visée, le moteur doit répondre au cahier des charges strict, de manière à ce qu'il ne soit pas une contrainte (faisant accroître la puissance des auxiliaires). Le moteur doit est donc dimensionné suivant le compresseur utilisé. Le développement de l'électrotechnique nous permet de trouver facilement, aujourd'hui sur le marché des moteurs de toutes tailles pouvant tourner jusqu'à 20 000 tr/min pour l'entraînement des compresseurs volumétriques. Cependant dans le cas des turbo-compresseurs sollicitant un niveau de vitesse de l'ordre 40 000 à plus de 200 000 tr/min, des technologies de moteur à paliers magnétiques ou air sont utilisées. Différentes types de machines électriques sont envisageables pour l'entraînement des compresseurs :

1. *La machine synchrone à aimants permanents* : présenté comme un moteur puissance, le moteur synchrone est le choix privilégié pour l'entraînement des compresseurs pour pile à combustible. En effet, la vitesse n'est plus véritablement le problème majeur des machines synchrones, en ce sens que la technologie de conception de machine à très grande vitesse à partir de paliers magnétiques ou air, se trouve dans le commerce. Nombreuses entreprises proposent des moteurs synchrones très peu vorace en énergie pouvant atteindre de très grandes vitesses, on citera parmi tant autres le moteur de puissance de 12 kW pouvant atteindre 120 000 tr/min [69]. On peut aussi citer les technologies de Danfoss et Mohawk plus détaillée [6], [1]. L'un des atouts intéressant de ce type de motorisation par rapport au moteur asynchrone est qu'il n'a pas besoin de couple au démarrage, donc il suffira de lui adjoindre une système de démarrage (même s'il reste complexe) pour permettre à la pile d'assurer son auto-démarrage. Cependant ce type de motorisation est destiné à travailler à une seule vitesse et le coût reste encore élevé. L'entreprise *Mohawk Innovative Technology* a développé un turbocompresseur exempt d'huile pour piles à combustibles, entraîné par une

machine à aimants permanents montée sur des paliers à air (*compliant air foil bearings*). La puissance du moteur est de 12 kW et peut atteindre des vitesses de l'ordre de 120 000 tr/min [20]. L'entreprise dont le nom restera confidentielle a également développé un compresseur centrifuge entraîné par un moteur à aimant permanent de puissance 1975 W, pouvant tourner à la vitesse de 250 000 tr/min (voir la FIGURE 8), et adapté pour application piles à combustibles. (Voir caractéristiques dans l'annexe A.1)

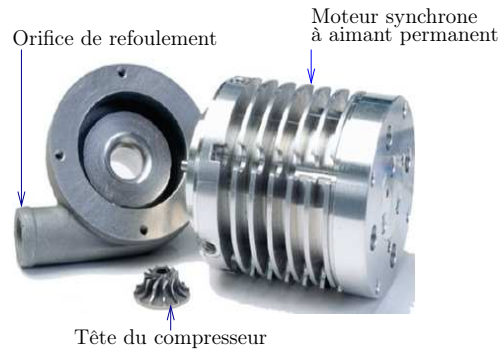


FIGURE 8. Compresseur centrifuge de l'entreprise *Celeroton*, avec machine synchrone à aimants permanents tournant à des vitesses de 250 000 tr/min [7]

2. *La machine asynchrone* : contrairement à la machine synchrone, la machine asynchrone présente l'avantage d'être très bon marché. Les vitesses de rotation de ce type de machine sont plus adaptées aux compresseurs de types volumétriques pouvant tourner jusqu'à 20 000 tr/min. Les moteurs asynchrones étant connus par la demande d'un couple au démarrage, leur couplage à un système de groupe-moto-compresseur pour la pile à combustible, nécessitera l'adjonction de celle-ci à une source d'énergie pour son démarrage. Ce type de machines s'adaptent bien au contrôle des compresseurs comme il a été montré dans les références [25], [26] où le compresseur a été entraîné avec une machine asynchrone contrôlée sans capteur (observateurs à base de réseaux de neurones).

1.4 CONCLUSION

L'état de l'art de la gestion de l'air dans les piles a été effectué dans ce chapitre. Le principe de fonctionnement de base d'une pile à été exposé afin de mieux comprendre l'importance des auxiliaires, et en particulier le système d'alimentation en air dans une pile à combustible. Différentes méthodes utilisées et proposées dans la littérature ont été exposées. Un panel de compresseurs du type centrifuge ainsi que volumétriques peuvent répondre au cahier des charges d'une pile à combustible. Les études menées

dans [20] montre une pression de l'ordre de 2,5 bar est recommandée car elle permet à la pile d'avoir une meilleure efficacité énergétique et aussi une plus grande compacité qu'une pile de puissance équivalente travaillant à basse pression. Par ailleurs, la gestion de l'eau est facilitée par un fonctionnement à une pression plus élevée en réduisant l'eau nécessaire à l'humidification des membranes. La conception d'un moto-compresseur adapté à un système pile doit nécessairement passer par sa modélisation. Afin de prendre en compte les ondulations de pression et l'intégration du processus d'humidification, le compresseur doit être modélisé d'une façon très précise. Cette modélisation est l'objet du chapitre 2. Pour la gestion de l'air à proprement dite, un modèle de l'ensemble du système cathodique de la pile sera modélisé en tenant compte de la dynamique du fluide dans le circuit d'alimentation. Des méthodes de contrôle de la pression et du débit massique seront proposées afin de trouver la plus appropriée. Cette étude du contrôle fera l'objet du chapitre 4

MODÉLISATION ANALYTIQUE DU COMPRESSEUR ROOTS TRI-LOBES

2.1 INTRODUCTION

Le groupe moto-compresseur est d'une grande importance en ce sens qu'il permet d'augmenter la pression partielle à la cathode, ce qui permet d'améliorer le rendement de la pile. À l'heure actuelle très peu de documents traitent de la modélisation du compresseur à proprement dit. En général les travaux effectués visent à faire des tests afin de déterminer la caractéristique et sa performance pour une application donnée. L'étude menée dans cette thèse consistera à concevoir un modèle du compresseur pouvant permettre une étude optimisée du groupe moto-compresseur en vue de sa construction.

Le groupe moto-compresseur comme son nom l'indique, est la constitution de différents sous-systèmes, son étude nécessite donc une bonne connaissance de chacun de ses sous-systèmes, une fois le système décomposé en sous-système de taille plus appréhendable, chaque composant peut être étudié séparément.

Dans le cas de l'étude du groupe moto-compresseur, la modélisation de la tête du compresseur s'avère indispensable, suivie d'un modèle de machine adéquat avec sa commande qui pourra être couplée avec celle-ci.

L'étude menée ici est destinée à une application pile à combustible. Le modèle ainsi étudié pourra faire l'objet d'un couplage avec un cœur de pile à combustible ce qui permettra d'avoir une approche générale plutôt qu'une approche par composants discrets et étudiés séparément. Enfin, le contrôle du compresseur en vue de la gestion de l'air est un aspect tout aussi important que sa conception. La conception d'un moto-compresseur nécessite une approche permettant une optimisation globale de la tête de compression, du moteur et de sa commande. La stratégie adoptée pour atteindre de tels objectifs est décrite dans la FIGURE 9. Elle consiste, comme explicité ci-dessus, en la modélisation de la tête de compression pour une optimisation sous contraintes dans un premier temps. Les paramètres d'entrée sont la pression et le débit demandé par le système pile à combustible qui, à son tour, répond à la demande de la chaîne de traction du véhicule. En sortie, les grandeurs sont le couple et la vitesse, imposés par la tête de compression au moteur, constituant, à leur tour, le cahier des charges (paramètres d'entrée) du modèle du moteur d'entraînement. Dans une deuxième étape, l'association des deux modèles permettra une optimisation sous contraintes globale du système moto-compresseur. On pourra ainsi lier les paramètres géométriques et physiques dimensionnant les deux parties : tête de compression et moteur d'entraînement.

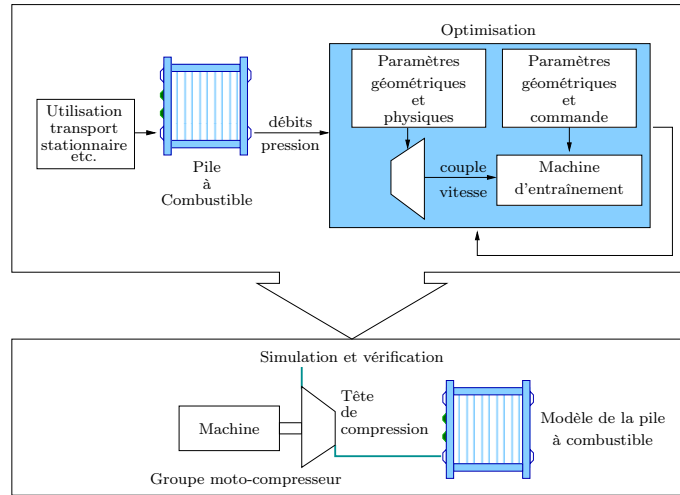


FIGURE 9. Conception et optimisation du groupe moto-compresseur. [20]

2.2 MODÈLE GÉOMÉTRIQUE

2.2.1 Objectifs de la modélisation géométrique

La modélisation de la tête d'un compresseur nécessite le couplage des connaissances mathématiques d'une part et thermodynamique d'autre part de celle-ci. En effet le compresseur utilisé dans cette thèse étant destiné à l'alimentation en air d'une pile à combustible, le comburant principalement visé est l'oxygène, que nous considérons comme un gaz parfaits. Cette hypothèse permet d'utiliser l'équation des gaz parfait donnée par l'équation (2.1) .

$$pV = mrT \quad (2.1)$$

Cette équation met en relation des variables thermodynamiques telles que la pression p , la température T , et masse de gaz qui s'écoule dans le volume de contrôle V ; r étant la constante molaire des gaz parfaits. Modéliser le compresseur consiste à déterminer les différentes variables d'état (p , V , T) constituant l'équation des gaz parfait. Dans ce chapitre, un modèle original est présenté pour décrire la géométrie du compresseur, permettant ainsi de déterminer le volume de contrôle V . Un modèle thermodynamique faisant intervenir les variables température et pression est couplé au modèle géométrique afin de prédire le débit, la pression et la température de l'air dans les différents volumes de contrôle. Le modèle présenté prend en compte les échanges entre un volume de contrôle et les volumes adjacents. La méthode de modélisation utilisée dans ce document a été développée pour le compresseur scroll, dans la thèse de Blunier, ainsi que plusieurs autres articles [41], [73], [70]. Cette méthodologie peut être mise en œuvre pour n'importe quelle famille de compresseurs volumétriques. Les avantages de ce modèle sont :

1. la géométrie des volumes des chambres est décrite analytiquement, sans hypothèses simplificatrices sur l'angle de position θ ,
2. les fuites radiales et tangentielles sont prises en compte, dans le but d'étudier plus tard les pertes énergétiques du compresseur.

Cependant, cette méthode ne peut néanmoins pas être appliquée à la modélisation des compresseurs centrifuges car, dans ces derniers, la pression est obtenue grâce à l'énergie cinétique du gaz et non par variation du volume d'air dans une chambre de compression.

2.2.2 Présentation du compresseur roots tri-lobes

Le compresseur à lobes le plus largement connu est le compresseur Roots. Suivant le nombre et/ou la géométrie des lobes, il en existe plusieurs types, à savoir les compresseurs bi-lobes et les compresseurs tri-lobes. Ils sont généralement composés de deux rotors à dents à profils conjugués logés dans un carter. Les deux rotors sont entraînés en rotation inversée par un engrenage placé à l'extérieur de la chambre du compresseur qui assure en même temps la synchronisation. La FIGURE 10 montre différentes technologies de compresseurs à lobes.

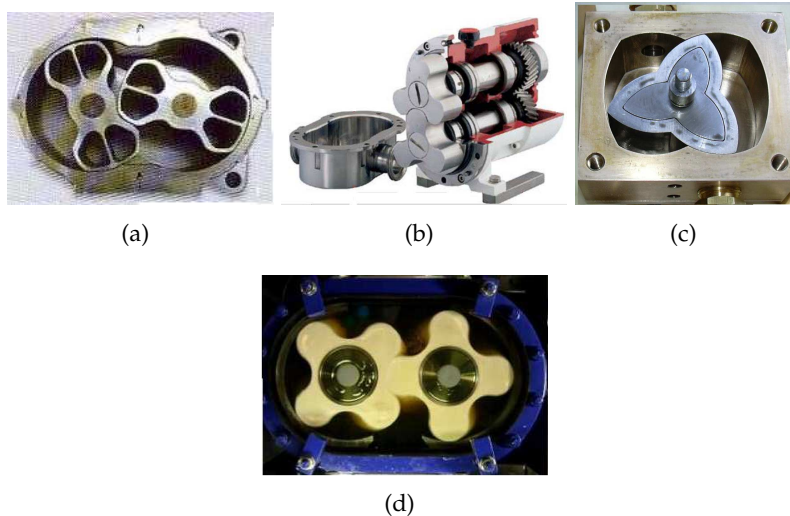


FIGURE 10. Quelques technologies de compresseurs à lobes.

Le compresseur roots tri-lobes modélisé dans cette thèse est présenté par la FIGURE 10(b), il a une structure géométrique basée sur des cercles, et constitué de deux rotors à lobes alternés logés dans une enveloppe appelée carter dont la section est formée par deux portions de cercle comme le montre la FIGURE 11.

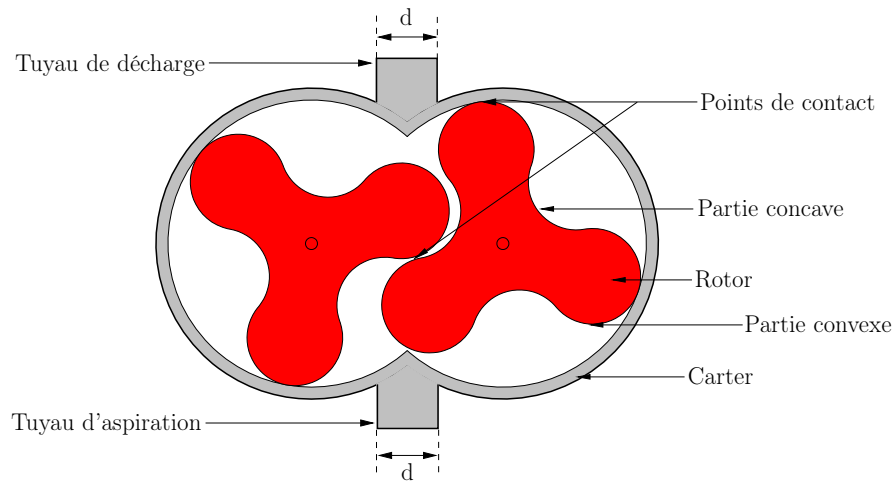


FIGURE 11. Présentation du compresseur roots tri-lobes

2.2.3 Description des paramètres géométriques du compresseur

Le rotor de centre (o) est constitué de quatre cercles de rayon (r) dont un au centre et trois autres tangent au premier et équidistant (décrivant les parties convexes du rotor). Les trois cercles externes sont liés deux à deux par un arc de rayon (r), de centre (o') distinct de (o) et tangent au cercle central. Le carter est constitué de deux cercles de rayon ($3r$) qui empiètent mutuellement sur une distance (r). L'étude de ce compresseur nécessite la définition de quatre variables géométriques, comme l'illustre les FIGURE 12 et FIGURE 11 à savoir :

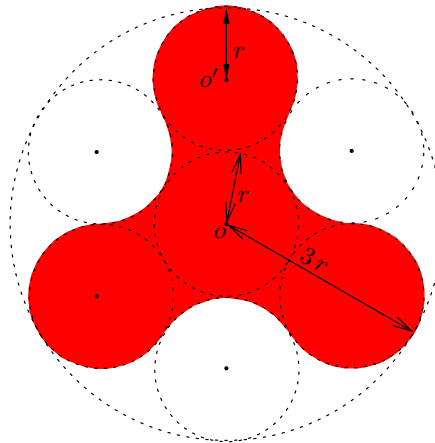


FIGURE 12. Présentation des variables du modèle.

- le rayon du lobe r ;
- le diamètre de la section d'aspiration et de refoulement d ;
- l'angle θ ; et
- la hauteur du compresseur h .

2.2.4 Expressions analytiques des volumes des chambres

Une chambre est définie comme une portion du compresseur comprise entre les deux rotors ou entre un rotor et le carter ; la chambre Ch_4 délimitée, dont l'évolution est décrite par la FIGURE 13 est exprimée analytiquement dans le but de définir les volumes de contrôle qui seront explicités dans la suite. Afin de déterminer l'évolution instantanée du volume d'une chambre vue à partir de l'angle θ , le rotor est subdivisé en six parties égales. Chacune des parties est constituée d'une portion convexe pour $\theta \in \left[0, \frac{\pi}{6}\right]$, et d'une portion concave pour $\theta \in \left[\frac{\pi}{6}, \frac{\pi}{3}\right]$.

La partie convexe peut être décomposée en deux volumes élémentaires, comme le montre la FIGURE 14. Son expression analytique est donc égale à la somme des expressions des volumes élémentaires comme le montre l'équation (2.2).

$$V_{\text{Convexe}}(\theta) = V_{m1}(\theta) + V_{m2}(\beta) \quad (2.2)$$

On peut écrire indifféremment $V(\theta)$ ou $V(\beta)$ puisqu'on exprimera plus tard $\beta = f(\theta)$; voir la FIGURE 14.

$$V_{m1}(\beta) = \frac{\|\vec{o_1\delta} \times \vec{o_1m}\|}{2} \cdot h \quad (2.3)$$

$$V_{m1}(\beta) = \sin(\beta) \cdot r^2 h \quad (2.4)$$

$$V_{m2}(\beta) = \frac{r^2 \beta}{2} \cdot h \quad (2.5)$$

Le volume instantané défini par la partie convexe est ainsi donnée par la formule :

$$V_{\text{Convexe}}(\beta) = \begin{cases} \left(\sin(\beta) + \frac{\beta}{2} \right) \cdot r^2 h \\ \beta \in \left[0, \frac{2\pi}{3}\right] \end{cases} \quad (2.6)$$

Remarque : Lorsque $\beta \in \left[0, \frac{2\pi}{3}\right]$ ou $\theta \in \left[0, \frac{\pi}{6}\right]$, le point m décrit la partie convexe du lobe.

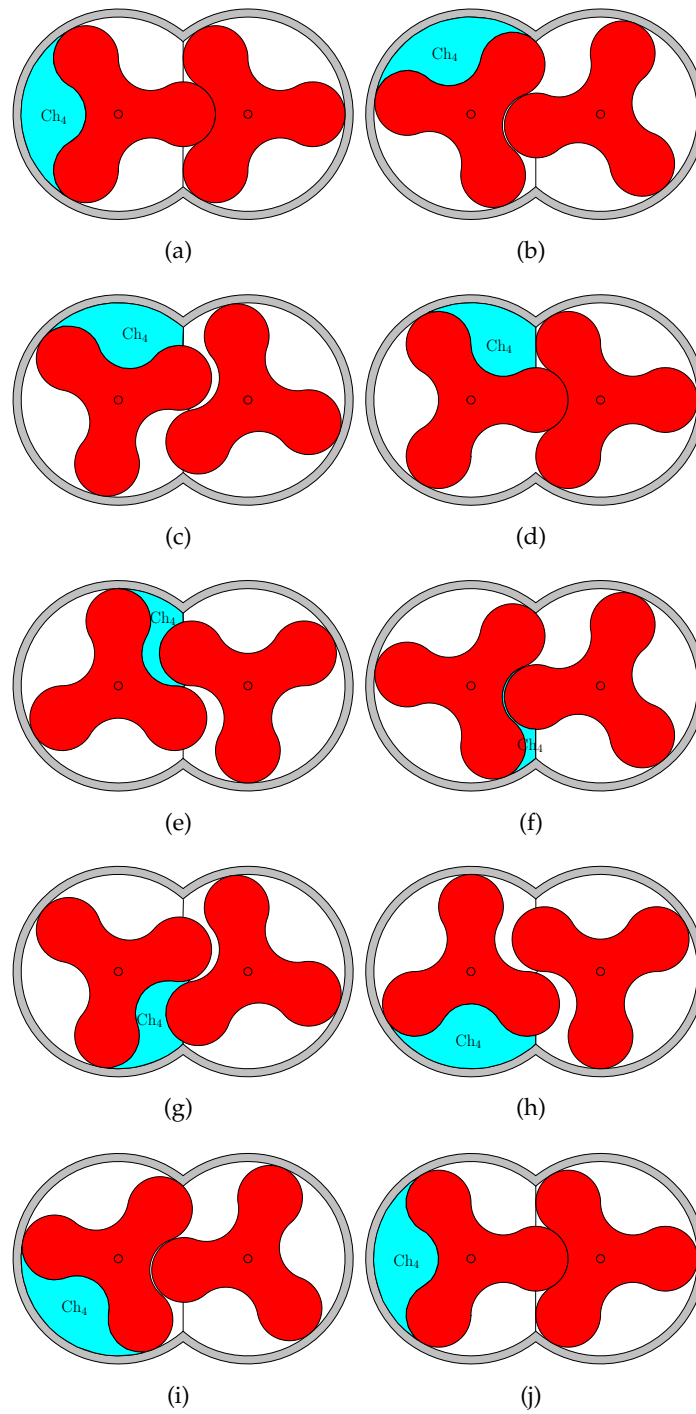


FIGURE 13. Exemple d'évolution d'un volume d'une chambre.

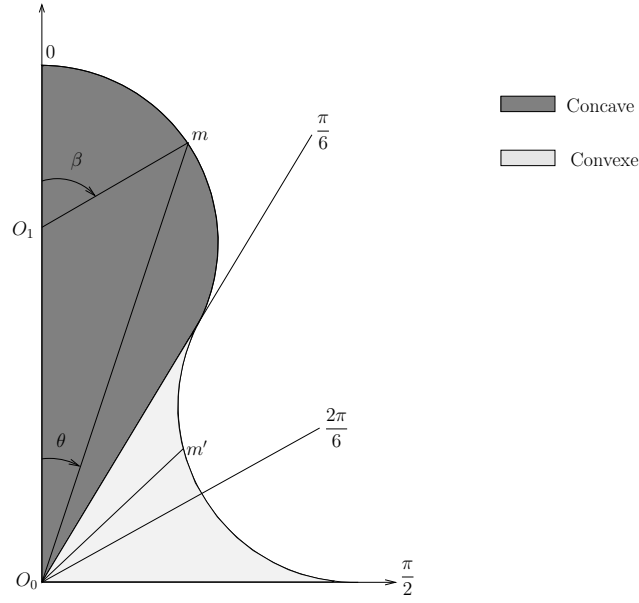


FIGURE 14. Représentation des parties convexe et concave.

Pour $\beta = \frac{2\pi}{3}$ ou $\theta = \frac{\pi}{6}$, le volume total de la fraction convexe peut être déterminée.

On obtient :

$$V_{\text{Convexe}}^{\text{limite}} = \left(\frac{\sqrt{3}}{2} + \frac{\pi}{3} \right) \cdot r^2 h \quad (2.7)$$

Remarque : Lorsque $\beta \in \left[0, \frac{2\pi}{3}\right]$ ou $\theta \in \left[0, \frac{\pi}{6}\right]$, le point m décrit la partie convexe du lobe.

Lorsque $\theta \in \left[0, \frac{\pi}{6}\right]$, le point m' décrit la partie concave du lobe de façon symétrique au point m par rapport à l'équation de droite $\theta_0 = \frac{\pi}{6}$ (coordonnée polaire), Ainsi le volume instantané vu de l'angle θ au point o (centre du lobe) est :

$$V_{\text{Concave}} = V_{\text{Convexe}}^{\text{limite}} - V_{\text{Convexe}} \quad (2.8)$$

$$V_{\text{Concave}} = \begin{cases} V_{\text{Convexe}}^{\text{limite}} - \left(\sin(\beta) + \frac{\beta}{2} \right) \cdot r^2 h \\ \beta \in \left[\frac{2\pi}{3}, \pi \right] \end{cases} \quad (2.9)$$

Le volume de la portion concave est obtenu pour la valeur limite $\beta = \pi$.

$$V_{\text{Concave}}^{\text{limite}} = \left(\frac{\sqrt{3}}{2} - \frac{\pi}{6} \right) \cdot r^2 h \quad (2.10)$$

Le volume d'un lobe est donné par la formule suivante :

$$V_{\text{lobe}} = 6 \left(V_{\text{Convexe}}^{\text{limite}} + V_{\text{Concave}}^{\text{limite}} \right) \quad (2.11)$$

$$V_{\text{Concave}}^{\text{limite}} = (6\sqrt{3} + \pi) \cdot r^2 h \quad (2.12)$$

$$V_{\text{Concave}}^{\text{limite}} = (6\sqrt{3} + \pi) \cdot r^2 h \quad (2.13)$$

Il serait plus commode d'exprimer β en fonction de l'angle de référence θ comme nous l'avons signifié précédemment, on obtient,

$$\beta = \begin{cases} \theta + \arcsin(2 \cdot \sin(\theta)) & \forall \theta \in \left[0, \frac{2\pi}{3}\right] \\ \frac{4\pi}{3} - \theta - \arcsin\left(2 \sin\left(\frac{\pi}{3} - \theta\right)\right) & \forall \theta \in \left[\frac{2\pi}{3}, \pi\right] \end{cases} \quad (2.14)$$

Les équations (2.6) et (2.9) deviennent respectivement (2.15) et (2.16).

$$V_{\text{Convexe}}(\theta) = \begin{cases} \left(\sin(\theta + \arcsin(2 \sin(\theta))) + \frac{1}{2}(\theta + \arcsin(2 \sin(\theta))) \right) \cdot r^2 h \\ \theta \in \left[0, \frac{\pi}{6}\right] \end{cases} \quad (2.15)$$

$$V_{\text{Concave}}(\theta) = \begin{cases} \left[\frac{\sqrt{3}}{2} - \frac{\pi}{3} - \sin\left(\frac{4\pi}{3} - \theta - \arcsin\left(2 \sin\left(\frac{\pi}{3} - \theta\right)\right)\right) \right] \cdot r^2 h + \\ \left[\frac{1}{2}(\theta + \arcsin(2 \sin(\frac{\pi}{3} - \theta))) \right] \cdot r^2 h \\ \theta \in \left[\frac{\pi}{6}, \frac{\pi}{3}\right] \end{cases} \quad (2.16)$$

Les expressions des volumes instantanés du lobe étant déterminées, on peut calculer le volume de la chambre occupé par l'air lorsque le lobe effectue une rotation d'un angle égale à θ . Le volume de la chambre est calculé en faisant la différence entre le volume de l'enveloppe pour un déplacement et le volume occupé par le lobe à partir d'une position de référence, comme illustré dans la FIGURE 15.

Suivant que θ parcourt la partie convexe ou concave du lobe, les fonctions A_{Convexe} ou A_{Concave} déterminées seront utilisées.

$$A_{\text{Convexe}}(\theta) = r^2 \left(\sin(\theta + \arcsin(2\sin(\theta))) + \frac{1}{2}(\theta + \arcsin(2\sin(\theta))) \right) \quad (2.17)$$

$$A_{\text{Concave}}(\theta) = \left\{ \left[\frac{\sqrt{3}}{2} - \frac{\pi}{3} - \sin\left(\frac{4\pi}{3} - \theta - \arcsin\left(2\sin\left(\frac{\pi}{3} - \theta\right)\right)\right) \right] r^2 + \left[\frac{1}{2}(\theta + \arcsin(2\sin(\frac{\pi}{3} - \theta))) \right] r^2 \right\} \quad (2.18)$$

Le volume de la chambre ainsi délimité sur la FIGURE 15 est obtenu par la

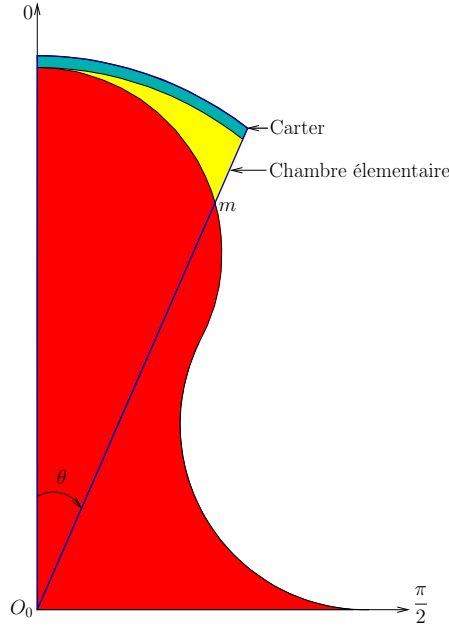


FIGURE 15. Volume d'une chambre élémentaire comprise entre le carter et le lobe.

formule donnée par l'équation (2.19) :

$$V_{\text{Chambre}}(\theta) = \left(\frac{3r^2}{2} \cdot \theta - A_{\text{Convexe/Concave}}(\theta) \right) h \quad (2.19)$$

À partir de cette formule générale, on peut définir aisément l'expression analytique du volume de la chambre Ch_4 décrit précédemment sur la FIGURE 13.

Les intervalles de définition des fonctions convexe et concave imposent la définition de quatre fonctions élémentaires $f_{\text{cvexe1}}, f_{\text{ccave1}}, f_{\text{cvexe2}}, f_{\text{ccave2}}$ qui indiquent à chaque instant l'état de remplissage de la chambre d'étude.

$$f_{\text{cvexe1}}(\theta, \beta) = \left(\frac{(3r)^2}{2} (\theta - \beta) - A_{\text{cvexe}} (\theta - \beta) \right) h \quad (2.20)$$

$$f_{\text{ccave1}}(\theta, \beta) = \left(\frac{(3 \cdot r)^2}{2} (\theta - \beta) - A_{\text{ccave}} \left(\frac{\pi}{3} - (\theta - \beta) \right) \right) h \quad (2.21)$$

$$A_{\text{cv}} = \left(\frac{5\pi}{12} - \frac{\sqrt{3}}{2} \right) r^2 \quad (2.22)$$

$$A_{\text{cc}} = \left(\frac{11\pi}{12} - \frac{\sqrt{3}}{2} \right) r^2 \quad (2.23)$$

$$f_{\text{ccave2}}(\theta, \beta) = \left[A_{\text{cc}} - \left(\frac{(3r)^2}{2} \left(\frac{\pi}{6} - (\theta - \beta) \right) - A_{\text{ccave}} \left(\frac{\pi}{3} - (\theta - \beta) \right) \right) \right] h \quad (2.24)$$

$$f_{\text{cvexe1}}(\theta, \beta) = \left[A_{\text{cv}} - \left(\frac{(3 \cdot r)^2}{2} \left(\frac{\pi}{6} - (\theta - \beta) \right) - A_{\text{cvexe}} \left(\frac{\pi}{6} - (\theta - \beta) \right) \right) \right] h \quad (2.25)$$

Les constantes C_1, C_2, C_3 et C_4 dont les expressions sont données ci-dessous, représentent les valeurs limites prises par les fonctions élémentaires lorsqu'on passe d'un domaine de validité d'une fonction à une autre.

$$C_1 = 2 \left(\frac{4\pi}{3} - \sqrt{3} \right) hr^2 \quad (2.26)$$

$$C_2 = \frac{3}{4} (3\pi - 2\sqrt{3}) hr^2 \quad (2.27)$$

$$C_3 = -\frac{1}{3} (-4\pi + 3\sqrt{3}) hr^2 \quad (2.28)$$

$$C_4 = -\frac{1}{12} (-5\pi + 6\sqrt{3}) hr^2 \quad (2.29)$$

On obtient ainsi les fonctions de refoulement et d'aspiration suivant les intervalles de validités de θ comme suit :

$$f_{\text{discharge}}(\theta) = \begin{cases} C_1 & \text{pour } 0 \leq \theta \leq \frac{4\pi}{6} - \alpha \\ C_1 - f_{\text{cvexe1}}\left(\theta, \frac{4\pi}{6} - \alpha\right) & \text{pour } \frac{4\pi}{6} - \alpha \leq \theta \leq \frac{5\pi}{6} - \alpha \\ C_2 - f_{\text{ccave1}}\left(\theta, \frac{5\pi}{6} - \alpha\right) & \text{pour } \frac{5\pi}{6} - \alpha \leq \theta \leq \frac{6\pi}{6} - \alpha \\ C_3 - f_{\text{ccave2}}\left(\theta, \frac{6\pi}{6} - \alpha\right) & \text{pour } \frac{6\pi}{6} - \alpha \leq \theta \leq \frac{7\pi}{6} - \alpha \\ C_4 - f_{\text{cvexe2}}\left(\theta, \frac{7\pi}{6} - \alpha\right) & \text{pour } \frac{7\pi}{6} - \alpha \leq \theta \leq \frac{8\pi}{6} - \alpha \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \quad (2.30)$$

$$f_{\text{suction}}(\theta) = \begin{cases} C_1 + f_{\text{cvexe1}}\left(\theta, \frac{4\pi}{6} + \alpha\right) & \text{pour } \frac{4\pi}{6} + \alpha \leq \theta \leq \frac{5\pi}{6} + \alpha \\ C_2 + f_{\text{ccave1}}\left(\theta, \frac{5\pi}{6} + \alpha\right) & \text{pour } \frac{5\pi}{6} + \alpha \leq \theta \leq \frac{6\pi}{6} + \alpha \\ C_3 + f_{\text{ccave2}}\left(\theta, \frac{6\pi}{6} + \alpha\right) & \text{pour } \frac{6\pi}{6} + \alpha \leq \theta \leq \frac{7\pi}{6} + \alpha \\ C_4 + f_{\text{cvexe2}}\left(\theta, \frac{7\pi}{6} + \alpha\right) & \text{pour } \frac{7\pi}{6} + \alpha \leq \theta \leq \frac{8\pi}{6} + \alpha \\ C_1 & \text{pour } \frac{8\pi}{6} + \alpha \leq \theta \leq 2\pi \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \quad (2.31)$$

Le volume de la chambre Ch_4 ainsi décrit précédemment se définit analytiquement :

$$\text{Ch}_4(\theta) = \begin{cases} f_{\text{discharge}}(\theta) + f_{\text{suction}}(\theta) & \text{pour } 0 \leq \theta \leq \frac{8\pi}{6} - \alpha \\ f_{\text{discharge}}(\theta) + f_{\text{suction}}(\theta) & \text{pour } \frac{8\pi}{6} - \alpha \leq \theta \leq 2\pi \end{cases} \quad (2.32)$$

Les volumes des chambres Ch_2 et Ch_3 délimités par le même rotor (rotor gauche) sont obtenus en créant respectivement une avance et un retard d'un angle de $\frac{2\pi}{3}$.

$$\text{Ch}_3(\theta) = \begin{cases} \text{Ch}_4\left(\theta + \frac{2\pi}{3}\right) & \text{pour } 0 \leq \theta \leq \frac{4\pi}{3} \\ \text{Ch}_4\left(\theta - \frac{4\pi}{3}\right) & \text{pour } \frac{4\pi}{3} \leq \theta \leq 2\pi \end{cases} \quad (2.33)$$

$$\text{Ch}_2(\theta) = \begin{cases} \text{Ch}_4\left(\theta + \frac{4\pi}{3}\right) & \text{pour } 0 \leq \theta \leq \frac{2\pi}{3} \\ \text{Ch}_4\left(\theta - \frac{2\pi}{3}\right) & \text{pour } \frac{2\pi}{3} \leq \theta \leq 2\pi \end{cases} \quad (2.34)$$

Les volumes des chambres de droite (Chambres Ch_6 , Ch_5 , Ch_1) délimitées par le rotor de droite ont des fonctions d'aspiration et de refoulement qui sont en avance de $\frac{\pi}{3}$. Les différents volumes des chambres se définissent comme suit :

$$\text{Ch}_6(\theta) = \begin{cases} f_{\text{discharge}}\left(\theta - \frac{\pi}{3}\right) + f_{\text{suction}}\left(\theta - \frac{\pi}{3}\right) & \text{pour } 0 \leq \theta \leq \frac{6\pi}{6} - \alpha \\ f_{\text{discharge}}\left(\theta - \frac{\pi}{3}\right) + f_{\text{suction}}\left(\theta - \frac{\pi}{3}\right) & \text{pour } \frac{6\pi}{6} - \alpha \leq \theta \leq 2\pi \end{cases} \quad (2.35)$$

$$\text{Ch}_5(\theta) = \begin{cases} \text{Ch}_6\left(\theta + \frac{4\pi}{3}\right) & \text{pour } 0 \leq \theta \leq \frac{2\pi}{3} \\ \text{Ch}_6\left(\theta - \frac{2\pi}{3}\right) & \text{pour } \frac{2\pi}{3} \leq \theta \leq 2\pi \end{cases} \quad (2.36)$$

$$\text{Ch}_1(\theta) = \begin{cases} \text{Ch}_6\left(\theta + \frac{2\pi}{3}\right) & \text{pour } 0 \leq \theta \leq \frac{4\pi}{3} \\ \text{Ch}_6\left(\theta - \frac{4\pi}{3}\right) & \text{pour } \frac{4\pi}{3} \leq \theta \leq 2\pi \end{cases} \quad (2.37)$$

L'allure des différentes volumes des chambres est représentée sur la FIGURE 16.

2.2.5 Présentation et description des volumes de contrôle

Pendant un cycle, l'angle de rotation θ (décrivant la position des lobes) varie de 0 à 2π ; on peut considérer six volumes de contrôle qui se définissent comme suit :

- un volume d'aspiration instantanée (volume V_2),
- un volume de refoulement instantané (volume V_1),
- deux volumes d'aspiration-transvasement (volume V_4 et volume V_5),
- deux volumes de transvasement-refoulement (volume V_3 et volume V_6).

Le volume V_2 et le volume V_1 aspire et refoule respectivement pendant tout le cycle, ils ont pour rôle d'assurer la continuité des volumes des autres volumes de contrôle qui alternent entre les phases de transvasement et d'aspiration (V_4 et V_5) et transvasement et de refoulement (V_3 et V_6).

Grâce à la géométrie du compresseur (symétrique), nous pouvons voir que les volumes V_1 et V_2 évoluent de façon opposées; de même que les

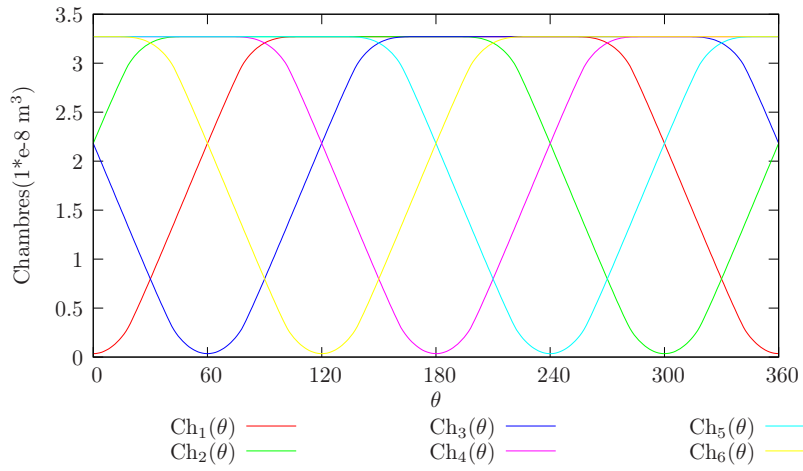


FIGURE 16. Allures des volumes des chambres.

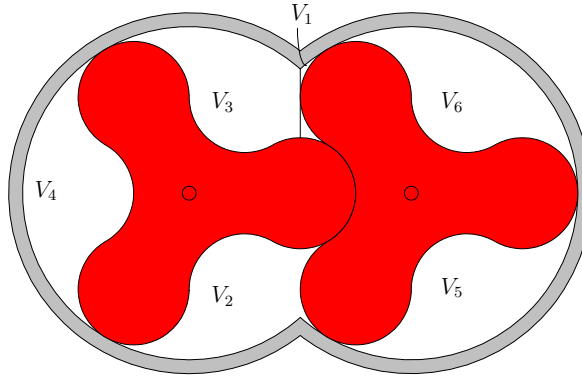


FIGURE 17. Présentation des volumes de contrôle.

volumes (V_4, V_5) et (V_3, V_6). On peut considérer le processus de compression comme symétrique car l'orifice d'aspiration et de refoulement sont positionnés symétriquement.

2.2.6 Description du processus de compression

Dans ce modèle, nous considérons le nombre de volumes de contrôle fixé à six à chaque instant, même si dans certaines positions les pressions des chambres adjacentes sont identiques. Par exemple même si les pressions des volumes V_1 de refoulement et le volume transvasement-refoulement (V_3 et V_6) sont identiques, nous considérons les volumes indépendants. Cette approche permet de rendre la description plus simple pour la simulation du compresseur (topologie fixe). Le processus de compression est périodique

d'un point de vue géométrique. Sur une période de $\frac{2\pi}{3}$ le processus peut être décrit de la façon suivante ; voir les FIGURE 18 et FIGURE 19.

1. Dans la première demi-période,
 - À l'instant initial, $\theta = \frac{\pi}{3}$, la fuite S_{1-6} est à sa valeur maximale.
 - Le volume V_6 de transvasement-refoulement qui est en phase de refoulement passe ses grandeurs d'états (P_6, V_6, T_6) au volume V_1 de refoulement, puis s'initialise avec celles du volume V_5 d'aspiration-transvasement, qui également s'initialise avec les grandeurs d'état du volume V_2 d'aspiration.

Passé cet instant d'initialisation, le volume V_1 et le volume V_2 refoule et aspire respectivement, pendant que le volume V_6 effectue un travail de transvasement puis de refoulement jusqu'à la fin de la deuxième demi-période. Le volume V_4 qui effectue un transvasement et le volume V_3 un refoulement, ne s'initialisent pas pendant cette phase.

2. Dans la deuxième demi-période,
 - À l'instant initial, $\theta = 0$, la fuite S_{1-3} est à sa valeur maximale ;
 - Le volume V_3 de transvasement-refoulement qui est en phase de refoulement passe ses grandeurs d'états (P_3, V_3, T_3) au volume V_1 de refoulement, puis s'initialise avec celles du volume V_4 d'aspiration-transvasement, qui également s'initialise avec les grandeurs d'état du volume V_2 d'aspiration.

Passé cet instant d'initialisation, le volume V_1 et le volume V_2 refoule et aspire respectivement, pendant que le volume V_3 effectue un travail de transvasement puis de refoulement jusqu'à la fin de la première demi-période. Le volume V_5 qui effectue un transvasement et le volume V_6 un refoulement, ne s'initialisent pas pendant cette phase.

2.2.7 Expressions analytiques des volumes de contrôle

Les différents volumes de contrôle, d'aspiration, de refoulement, d'aspiration-transvasement et transvasement-refoulement sont représentés sur la FIGURE 17 ; leurs expressions analytiques sont déterminées à partir du processus de compression définit précédemment, dans la section 2.2.6.

$$V_1(\theta) = \begin{cases} \text{Ch}_3 & \text{si } 0 \leq \theta \leq \frac{\pi}{3} \\ \text{Ch}_6 & \text{si } \frac{\pi}{3} \leq \theta \leq \frac{2\pi}{3} \\ \text{Ch}_4 & \text{si } \frac{2\pi}{3} \leq \theta \leq \pi \\ \text{Ch}_5 & \text{si } \pi \leq \theta \leq \frac{4\pi}{3} \\ \text{Ch}_2 & \text{si } \frac{4\pi}{3} \leq \theta \leq \frac{5\pi}{3} \\ \text{Ch}_1 & \text{si } \frac{5\pi}{3} \leq \theta \leq 2\pi \end{cases} \quad (2.38)$$

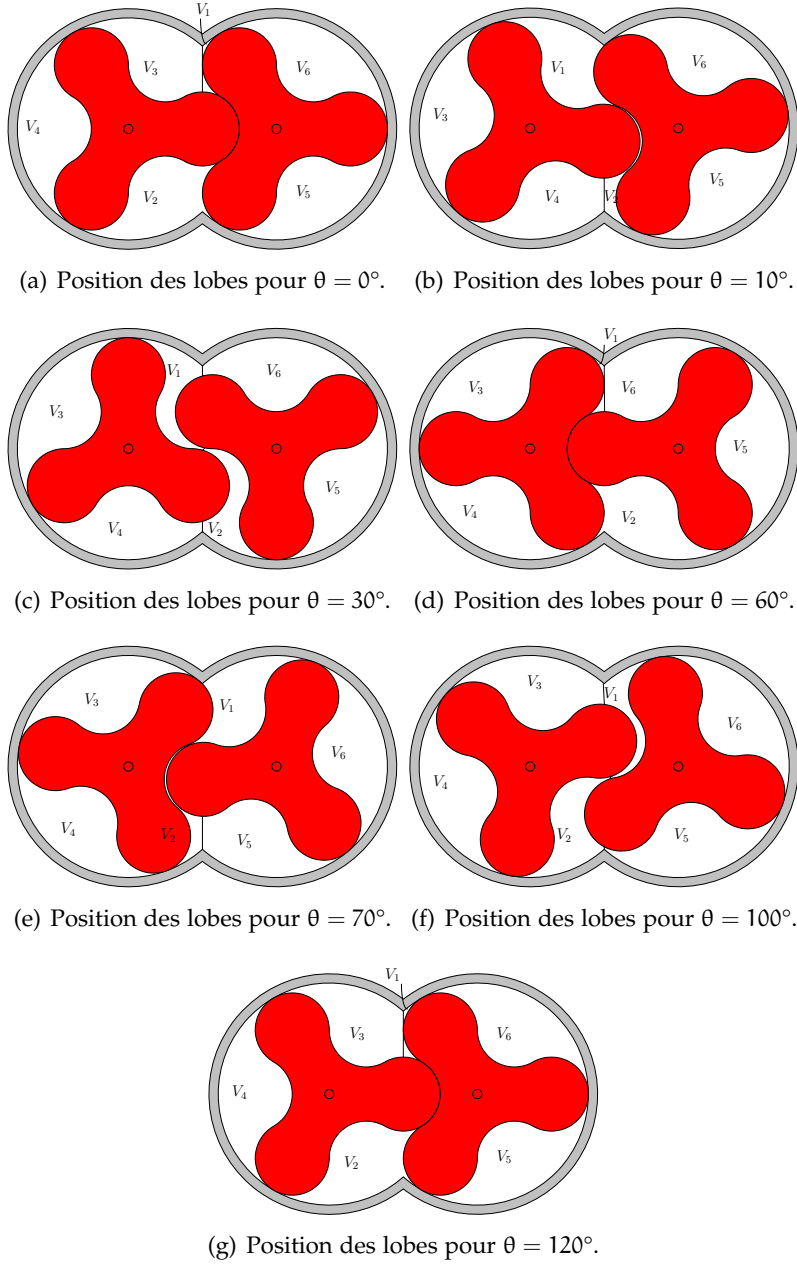


FIGURE 18. Évolution des volumes de contrôle

$$V_2(\theta) = \begin{cases} \text{Ch}_1 & \text{si } 0 \leq \theta \leq \frac{\pi}{3} \\ \text{Ch}_3 & \text{si } \frac{\pi}{3} \leq \theta \leq \frac{2\pi}{3} \\ \text{Ch}_6 & \text{si } \frac{2\pi}{3} \leq \theta \leq \pi \\ \text{Ch}_4 & \text{si } \pi \leq \theta \leq \frac{4\pi}{3} \\ \text{Ch}_5 & \text{si } \frac{4\pi}{3} \leq \theta \leq \frac{5\pi}{3} \\ \text{Ch}_2 & \text{si } \frac{5\pi}{3} \leq \theta \leq 2\pi \end{cases} \quad (2.39)$$

$$V_3(\theta) = \begin{cases} \text{Ch}_4 & \text{si } 0 \leq \theta \leq \frac{2\pi}{3} \\ \text{Ch}_2 & \text{si } \frac{2\pi}{3} \leq \theta \leq \frac{4\pi}{3} \\ \text{Ch}_3 & \text{si } \frac{4\pi}{3} \leq \theta \leq 2\pi \end{cases} \quad (2.40)$$

$$V_4(\theta) = \begin{cases} \text{Ch}_2 & \text{si } 0 \leq \theta \leq \frac{2\pi}{3} \\ \text{Ch}_3 & \text{si } \frac{2\pi}{3} \leq \theta \leq \frac{4\pi}{3} \\ \text{Ch}_4 & \text{si } \frac{4\pi}{3} \leq \theta \leq 2\pi \end{cases} \quad (2.41)$$

$$V_5(\theta) = \begin{cases} \text{Ch}_5 & \text{si } 0 \leq \theta \leq \frac{\pi}{3} \\ \text{Ch}_1 & \text{si } \frac{\pi}{3} \leq \theta \leq \pi \\ \text{Ch}_6 & \text{si } \pi \leq \theta \leq \frac{5\pi}{3} \\ \text{Ch}_5 & \text{si } \frac{5\pi}{3} \leq \theta \leq 2\pi \end{cases} \quad (2.42)$$

$$V_6(\theta) = \begin{cases} \text{Ch}_6 & \text{si } 0 \leq \theta \leq \frac{\pi}{3} \\ \text{Ch}_5 & \text{si } \frac{\pi}{3} \leq \theta \leq \pi \\ \text{Ch}_1 & \text{si } \pi \leq \theta \leq \frac{5\pi}{3} \\ \text{Ch}_6 & \text{si } \frac{5\pi}{3} \leq \theta \leq 2\pi \end{cases} \quad (2.43)$$

Remarque : En effet, si les fonctions représentant les volumes de contrôle sont définies par morceaux et discontinues, le processus de compression n'en n'est pas pour autant, il y a continuité du volume entre le volume d'aspiration et le volume d'aspiration-transvasement, ainsi que le volume de refoulement et celle de transvasement-refoulement ; il y a bien continuité des variables de volume, pression et température assurant ainsi un processus continu.

2.2.8 Présentation et description des sections fuites

En général, dans un compresseur réel, les pressions dans les différents volumes de contrôle diffèrent des idéales car le volume de contrôle n'est pas complètement hermétique. D'une part les fuites augmentent la consommation énergétique du compresseur. En effet, le gaz qui fuit dans le volume dans lequel la pression est la plus élevée vers le volume où la pression est la moins élevée sera donc compressée de nouveau. D'autre part, les fuites font baisser le rendement volumétrique du compresseur. Dans le type de compresseur étudié ici, on peut distinguer, voir la FIGURE 19,

- *Les fuites tangentielles* : le gaz s'échappe à travers l'orifice δ_T qui existe entre le lobe et l'enveloppe car le point de contact n'est pas parfait, Nous noterons les fuites entre les volume V_x et V_y : S_{x-y}
- *Les fuites radiales* : le gaz fuit à travers le jeu δ_R entre le joint et le long de la surface plane du lobe.

L'aspiration et le refoulement sont considérés comme des fuites tangentielles dans le modèle décrit.

2.2.9 Expressions analytiques des sections de fuites

Les fuites issues des points de contact entre les volumes V_x et V_y ainsi que l'enveloppe sont calculées de la façon suivante :

$$S_{x-y} = \delta_T \cdot h \quad (2.44)$$

Où δ_T est la tolérance tangentielle entre la tête du rotor (lobe) et l'enveloppe (donnée fournie par le constructeur). Les fuites entre le volume V_1 de refoulement et le volume V_3 ou V_6 transvasement-refoulement, ont une période de $\frac{2\pi}{3}$. Elles peuvent être calculées suivant la formule :

$$S_{1-(3/6)}(\theta) = \begin{cases} \delta_T \cdot h & \text{pour } 0 < \theta < \xi + \frac{\pi}{3} - \alpha \\ \left[2 \tan(\alpha) - \sin\left(\left(\theta - \xi - \frac{\pi}{3}\right)\left(\theta - \xi + \alpha - \frac{\pi}{3}\right)\right) \right] rh \\ - \left[2 \tan\left(-\theta + \xi + \frac{\pi}{3}\right) \right] rh & \\ \text{pour } \xi + \frac{\pi}{3} - \alpha < \theta < \xi + \frac{\pi}{3} & \\ \delta_T \cdot h & \text{sinon} \\ \xi = \begin{cases} 0 & \text{si } S_{1-3}(\theta) \\ \frac{\pi}{3} & \text{si } S_{1-6}(\theta) \end{cases} & \end{cases} \quad (2.45)$$

La géométrie du compresseur étant symétrique, il y a aussi les fuites entre le volume V_2 de d'aspiration instantanée et le volume V_4 ou V_5 aspiration-

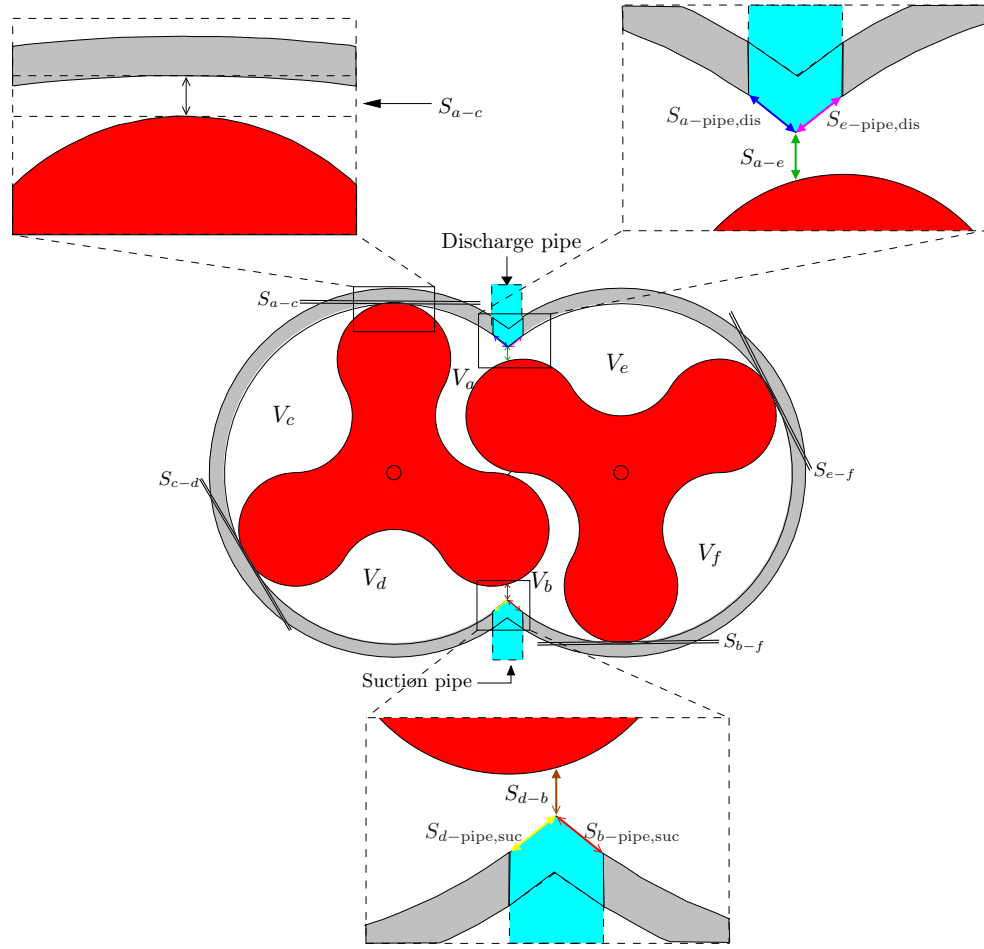


FIGURE 19. Representation des fuites.

transvasement ; celles-ci ont une période de $\frac{2\pi}{3}$. Elles peuvent être calculée suivant la formule :

$$S_{2-(4/5)}(\theta) = \begin{cases} \left[2 \tan(\alpha) - \sin\left(\left(-\theta + \xi + \frac{\pi}{3}\right)\left(-\theta + \xi + \alpha + \frac{\pi}{3}\right)\right) \right] \\ - \left[2 \tan\left(\theta - \xi - \frac{\pi}{3}\right) \right] rh \\ \text{pour } \xi + \frac{\pi}{3} < \theta < \xi + \frac{\pi}{3} + \alpha \\ \delta_T \cdot h & \text{sinon} \end{cases} \quad (2.46)$$

$$\xi = \begin{cases} -\frac{\pi}{3} & \text{si } S_{2-4}(\theta) \\ 0 & \text{si } S_{2-5}(\theta) \end{cases}$$

Les fuites avec les tuyaux d'aspiration et de refoulement sont calculées en

tenant compte du diamètre de l'orifice d'aspiration et de refoulement.

$$S_{(3/6)\text{-dis-pipe}}(\theta) = \begin{cases} \left[\arccos \left(1 - \frac{6r}{d} \left(\theta - \frac{\pi}{3} + \alpha + \frac{6r}{d} - \xi \right) \right) \right] \left(\frac{d}{2} \right)^2 - \\ \left[\frac{1}{2} \sin \left(2 \arccos \left(1 - \frac{6r}{d} \left(\theta - \frac{\pi}{3} + \alpha + \frac{6r}{d} - \xi \right) \right) \right) \right] \left(\frac{d}{2} \right)^2 \\ \text{pour } \psi + \xi < \theta < \xi + \frac{\pi}{3} - \alpha \\ C_{\text{leakage}} & \text{pour } \xi + \frac{\pi}{3} - \alpha < \theta < \xi + \frac{\pi}{3} \\ 0 & \text{sinon} \\ (\xi, \psi) = \begin{cases} \left(\frac{\pi}{3}, \frac{\pi}{3} - \alpha - \frac{6r}{d} \right) & \text{si } S_{3\text{-dis-pipe}}(\theta) \\ (0, 0) & \text{si } S_{6\text{-dis-pipe}}(\theta) \end{cases} \end{cases} \quad (2.47)$$

C_{leakage} est la valeur maximale de la section de fuite elle est obtenue en $\left(\frac{2\pi}{3} - \alpha \right)$ pour $S_{3\text{-dis-pipe}} \left(\frac{2\pi}{3} - \alpha \right)$.

De façon symétrique, on calcule la section de fuite avec le tuyau d'aspiration.

$$S_{(4/5)\text{-suc-pipe}}(\theta) = \begin{cases} -C_{\text{leakage}} - \left[\pi \arccos \left(1 - \frac{6r}{d} \left(\theta + \frac{\pi}{3} - \alpha + \xi \right) \right) \right] \left(\frac{d}{2} \right)^2 + \\ \left[\frac{1}{2} \sin \left(2 \arccos \left(1 - \frac{6r}{d} \left(\theta + \frac{\pi}{3} - \alpha + \xi \right) \right) \right) \right] \left(\frac{d}{2} \right)^2 \\ \text{pour } \psi + \xi < \theta < \xi + \frac{d}{6r} + \alpha \\ C_{\text{leakage}} & \text{pour } \xi < \theta < \alpha + \xi \\ 0 & \text{sinon} \\ (\xi, \psi) = \begin{cases} (0, \alpha) & \text{si } S_{4\text{-suc-pipe}}(\theta) \\ \left(\frac{\pi}{3}, 0 \right) & \text{si } S_{5\text{-suc-pipe}}(\theta) \end{cases} \end{cases} \quad (2.48)$$

S_{1-2} , S_{3-4} , S_{5-6} , sont des fuites de contact, elles restent constante sur toute la période $\frac{2\pi}{3}$:

$$S_{1-2}, S_{3-4}, S_{5-6} = \delta_T \cdot h \quad \text{pour } 0 < \theta < \frac{2\pi}{3} \quad (2.49)$$

Les fuites des volumes d'aspiration et de refoulement avec les tuyaux respectifs d'aspiration et de refoulement ont une période de $\frac{\pi}{3}$, leurs expressions

analytiques sont les suivantes :

$$S_{1\text{-dis-pipe}}(\theta) = \begin{cases} C_{\text{leakage}} + \left[\pi - \arccos \left(1 - \frac{6r}{d} (\theta - \beta) \right) \right] \left(\frac{d}{2} \right)^2 + \\ \left[\frac{1}{2} \sin \left(2 \arccos \left(1 - \frac{6r}{d} (\theta - \beta) \right) \right) \right] \left(\frac{d}{2} \right)^2 \\ \text{pour } 0 < \theta < \frac{\pi}{3} - \alpha \\ \left[\pi - \arccos \left(1 - \frac{6r}{d} \left(\theta - \frac{\pi}{3} - \beta \right) \right) \right] \left(\frac{d}{2} \right)^2 + \\ \left[\frac{1}{2} \sin \left(2 \arccos \left(1 - \frac{6r}{d} \left(\theta - \frac{\pi}{3} - \beta \right) \right) \right) \right] \left(\frac{d}{2} \right)^2 \\ \text{pour } \frac{\pi}{3} + \beta < \theta < \frac{\pi}{3} \\ C_{\text{leakage}} \quad \text{sinon} \\ \beta = \frac{\pi}{3} - \alpha - \frac{2d}{6r} \end{cases} \quad (2.50)$$

$$S_{2\text{-suc-pipe}}(\theta) = \begin{cases} C_{\text{leakage2}} + \left[\arccos \left(1 - \frac{6r}{d} \cdot \theta \right) \right] - \\ \left[\frac{1}{2} \sin \left(2 \arccos \left(1 - \frac{6r}{d} \cdot \theta \right) \right) \right] \left(\frac{d}{2} \right)^2 \\ \text{pour } 0 < \theta < \frac{\pi}{3} - \alpha \\ C_{\text{leakage}} + \left[\arccos \left(1 - \frac{6r}{d} (\theta - \alpha) \right) \right] \left(\frac{d}{2} \right)^2 - \\ \left[\frac{1}{2} \sin \left(2 \arccos \left(1 - \frac{6r}{d} (\theta - \alpha) \right) \right) \right] \left(\frac{d}{2} \right)^2 \\ \text{pour } \alpha < \theta < \frac{\pi}{3} \\ C_{\text{leakage}} \quad \text{sinon} \end{cases} \quad (2.51)$$

Dans la section 2.2, il a été question de la présentation de la modélisation géométrique du compresseur roots tri-lobes, en vue de déterminer les lois physiques (expressions analytiques des volumes de contrôle et des fuites en fonction de l'angle de rotation (θ)). L'allure des courbes illustrant le comportement physique des volumes de contrôle et des fuites est donnée dans la la FIGURE 20. Il est maintenant nécessaire, comme nous l'avons mentionné précédemment de coupler l'étude effectuée à une étude thermodynamique, afin de déterminer la température, la pression, et le débit massique qui permettront par la suite d'évaluer performances du compresseur. La section 2.3 s'attellera ainsi à présenter le modèle thermodynamique des volumes de contrôle et des fuites.

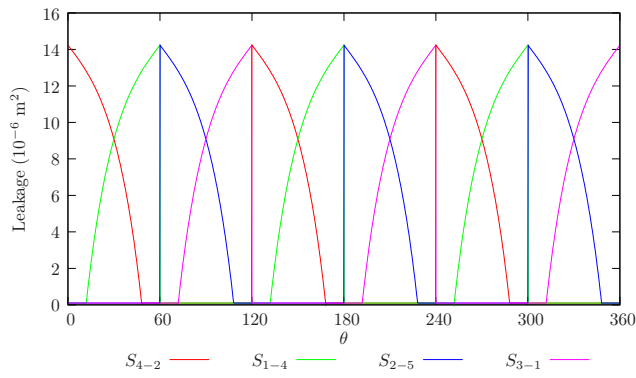
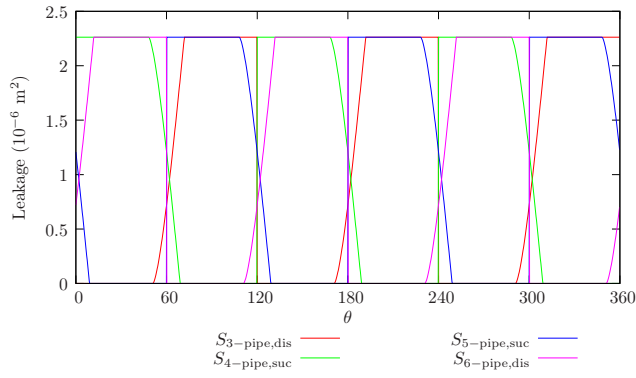
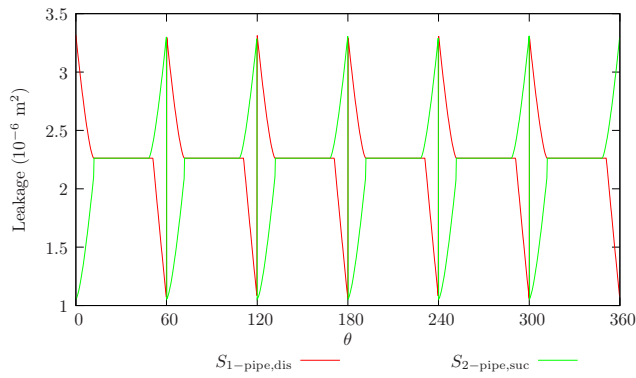
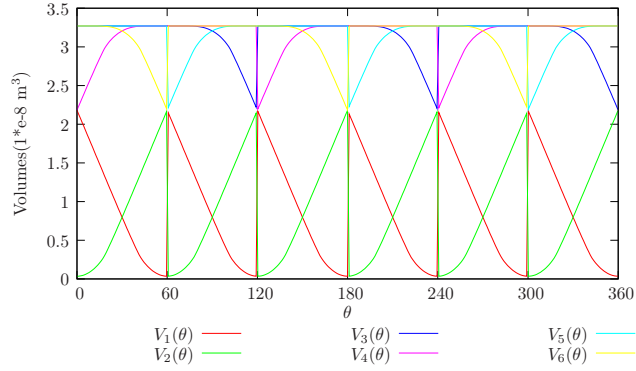


FIGURE 20. Évolutions des volumes de contrôle et fuites

2.3 MODÈLE THERMODYNAMIQUE

2.3.1 Objectifs du modèle thermodynamique

Les expressions géométriques des volumes et des fuites ayant été déterminées ; un modèle thermodynamique s'avère indispensable pour déterminer les variables telles que la pression p , la température T , et la masse de gaz m s'écoulant dans un volume de contrôle. La détermination de ces variables pourra ainsi permettre de prédire le comportement énergétique du compresseur.

2.3.2 Modèle des volumes de contrôle

Le modèle du volume de contrôle est basé sur les principes de conservation d'énergie et de masse. Si l'énergie cinétique du gaz est négligée, l'énergie interne du volume de contrôle peut être écrite :

$$U = Mc_v T \quad (2.52)$$

Où M est la masse du gaz, c_v sa capacité thermique massique à volume constant et T , sa température. L'énergie interne change en fonction :

- du travail dû au changement de volume : $-p dv$
- de l'énergie transportée à l'intérieur et l'extérieur de la chambre à travers les fuites. En prenant l'hypothèse que le débit à travers les fuites est adiabatique, l'énergie contenue dans le débit d'air est $q c_p T$ où $c_p T$ représente l'enthalpie de l'air et q le débit massique, c_p la capacité thermique à pression constante ;
- des dissipations et des pertes énergétiques dans l'environnement externe dQ .

On peut ainsi écrire la variation d'énergie à l'intérieur d'un volume de contrôle de la façon suivante :

$$\frac{dU}{dt} = -p \frac{dv}{dt} + c_p \sum_{i=1}^n q_i T_i + \frac{dQ}{dt} \quad (2.53)$$

Si \dot{Q} est négligé, comme ce sera le cas dans ce modèle, les équations (2.52) et (2.53) peuvent être combinées. Il en résulte une équation différentielle ordinaire liant la pression p et la température T du volume de contrôle :

$$v \frac{dp}{dt} = r \gamma \sum_{i=1}^n q_i T_i + \frac{dQ}{dt} - \gamma p \frac{dv}{dt} \quad (2.54)$$

Où r représente la constante du gaz ($c_p - c_v$) et γ le rapport des capacités thermiques. La dérivée par rapport au temps du volume peut être écrite en fonction de la vitesse de rotation du compresseur et de la dérivée du volume calculé analytiquement :

$$\frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\theta} \Omega \quad (2.55)$$

L'équation (2.54) devient ainsi :

$$v \frac{dp}{dt} = r\gamma \sum_{i=1}^n q_i T_i + \frac{dQ}{dt} - \gamma p \frac{dv}{d\theta} \Omega \quad (2.56)$$

L'équation de conservation de masse s'écrit :

$$\frac{dM}{dt} = \sum_{i=1}^n q_i \quad (2.57)$$

On obtient, finalement une équation liant la pression et la température de la chambre

$$\frac{dT}{dt} = \frac{T}{p} \frac{dp}{dt} + \frac{T}{v} + \gamma p \frac{dv}{d\theta} \Omega - \frac{r \cdot T^2}{p \cdot v} \sum_{i=1}^n q_i \quad (2.58)$$

À partir des équations (2.53) et (2.54), la pression et la température peuvent être déterminées dans chaque chambre en connaissant les débits massiques à travers les fuites de la chambre. Le composant représentant le volume de contrôle impose la pression et la température aux composants de fuites alors que ces derniers imposent les débits massiques.

2.3.3 Modèle des fuites

Les fuites sont assimilés à des fuites isentropiques. Celles-ci permettent de déterminer les débits massiques à travers les sections de fuites, d'aspiration et de refoulement.

Le débit massique à travers une section de fuite est [72] :

$$q = \begin{cases} C_d S_{fuite} p_{ref} \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)RT_{asp}}} \sqrt{\left(\frac{p_{asp}}{p_{ref}}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_{asp}}{p_{ref}}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}} & \text{pour } \frac{p_{asp}}{p_{ref}} \geq \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \\ C_d S_{fuite} p_{ref} \sqrt{\frac{\gamma}{RT_{asp}}} \left(\frac{2}{\gamma-1}\right)^{\frac{1+\gamma}{1-\gamma}} & \text{sinon} \end{cases} \quad (2.59)$$

Où C_d est le coefficient de débit, S_{fuite} , la section de fuite. p_{ref} et p_{asp} sont respectivement la pression maximale et minimale aux extrémités du composant de fuite. Le composant de fuite impose le débit massique.

Remarque : On peut noter que les débits massiques peuvent être aussi bien positifs que négatifs suivant la pression interne et la pression à l'extérieur du volume de contrôle ; Si la pression dans la chambre est supérieure à celle à l'extérieur, le gaz sortira du volume (soit $q < 0$), à la température à

du volume T. Dans l'autre cas, si la pression externe est supérieure à celle régnant à l'intérieur du volume de contrôle, le gaz entrera dans la volume (soit $q > 0$) à la température régnant à l'extérieur (volume adjacent ou température externe).

2.4 MODÈLE REPRÉSENTATIF SOUS FORME DE COMPOSANTS

Comme il a été mentionné précédemment dans la section 2.2.5, pendant tout le processus de compression le nombre total de volumes de contrôle reste inchangé, et égale à 6. La topologie du modèle du compresseur roots tri-lobes présenté est considéré comme fixe. La notion de topologie fixe est très importante en ce sens qu'elle permet d'élaborer un modèle plus représentatif sous forme de composant du compresseur. La représentation sous forme de composants permet non seulement de bien comprendre le fonctionnement fluide dans le compresseur mais également permet de translater le modèle en une architecture structurée, facilitant ainsi son implémentation dans un langage de programmation adapté. Pour ce faire, le compresseur est représenté au moyen de deux composants élémentaires représentatifs des volumes de contrôle et des fuites.

2.4.1 Modèle du composant de volume de contrôle

Les volumes de contrôle sont représentés par des « rectangles » dont le nombre de terminaux fluidiques peut varier suivant le nombre de conditions limites ; voir la FIGURE 21 Un volume de contrôle i est connecté à des volumes

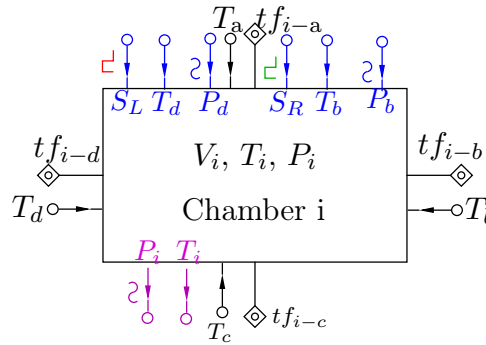


FIGURE 21. Composant de volume de contrôle.

adjacents, il cherche à imposer sa température et sa pression à ces derniers (représentées par signaux T_i, P_i), les volumes adjacents en font de même à travers les signaux T_a, T_b, T_c, T_d couplées aux terminaux fluidiques et indiquant les sens de transfert d'énergie (débit). Les signaux T_b, P_b et T_d, P_d de couleur bleu connectés au volume permettent la ré-initialisation de ce dernier suivant le signal « right » ou « left » se déclenche respectivement,

pour amorcer le début d'une demi-période.

2.4.2 Modèle du composant de fuite

Les fuites sont représentées par des fuites isentropiques et schématisées par deux arcs opposés, avec à leurs bornes les températures des volumes adjacents, comme le montre la FIGURE 22. Les terminaux fluidiques tf_{i-j} et

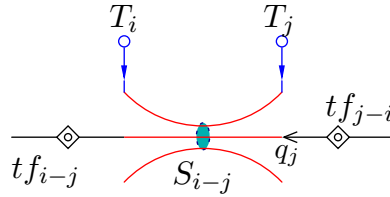


FIGURE 22. Composant de fuite.

tf_{j-i} définissent les conditions fluidiques, respectivement dans les volumes i et j ; on note que les échanges fluidiques s'effectue à travers la section de fuite S_{i-j} du volume de pression supérieure vers le volume de pression inférieure.

2.4.3 Modèle du compresseur tri-lobes sous forme de composants

La FIGURE 23, présente le modèle général sous forme de composants du compresseur. Les différents volumes de contrôle avec toutes les connexions possibles entre eux sont détaillés. Les orifices d'aspiration et de refoulement sont considérés comme des volumes de contrôle. Les rôles assignés aux volumes de contrôle, précédemment explicités dans le paragraphe 2.2.6 sont mis en évidence par les signaux disponibles sur chaque volume. Les volumes de contrôle (V_1 , V_2) jouant respectivement les rôles d'aspiration et de refoulement, disposent chacun de deux signaux « left » et « right » leur permettant de faire leur ré-initiation dans chaque demi-période; les autres volumes disposent d'un seul signal du fait que leur ré-initiation intervient une fois chaque période.

2.4.4 Détermination des puissances et couple du compresseur

Dans le but de valider le modèle dans la suite, il est nécessaire de déterminer certaines grandeurs caractéristiques du compresseur. Les expressions permettant de déterminer les variables thermodynamiques ayant été explicitées, il est donc possible de donner les expressions de grandeurs telles que la puissance mécanique, la puissance isentropique, et le couple permettant de prédire la consommation énergétique et les ondulations de couple. Aussi certaines grandeurs comme le rendement volumétrique, le rendement isentropique qui sont des grandeurs très importantes dans l'étude des compresseurs

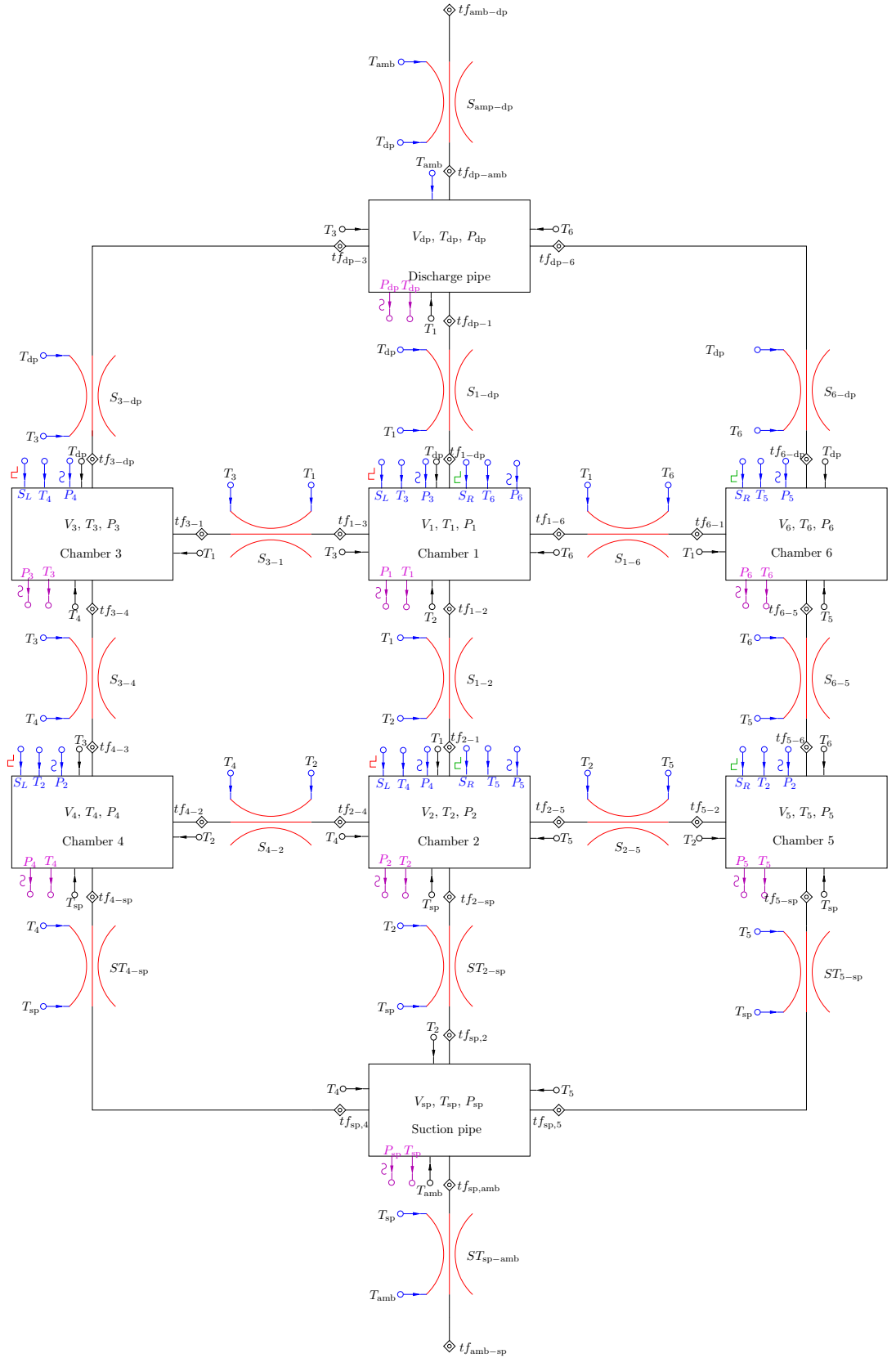


FIGURE 23. Représentation du compresseur sous forme de composants

(du fait qu'elles donnent des informations sur la performance de ceux-ci) seront également déterminées.

2.4.5 Expressions des puissances et du couple

1. La *puissance mécanique* simulée est déterminée à partir de la relation donnée par Gravensen *et al.*. Cette formule est valable pour l'écoulement d'un gaz dans les compresseurs volumétriques :

$$P_{\text{meca-sim}} = - \sum_{i=\text{asp, tr, ref}}^n (p_i - p_{\text{suc}}) \frac{dv}{d\theta} \cdot \Omega \quad (2.60)$$

Où asp, tr, ref sont des indices qui décrivent respectivement les phases d'aspiration, de transvasement et de refoulement.

2. La *puissance isentropique* simulée est calculée à partir de la formule (2.61), du fait que les fuites considérées dans notre modèle sont supposées isentropiques.

$$P_{\text{isen-sim}} = q c_p (T - T_{\text{asp}}) \quad (2.61)$$

Où T est la température de refoulement obtenue en résolvant l'équation différentielle (2.58); la température d'aspiration T_{asp} est supposée constante et égale à 25 °C; elle a la même valeur que celle mesurée sur le banc d'essais, (voir chapitre 3).

3. Le *couple mécanique* simulé, notée $\Gamma_{\text{meca-sim}}$ peut être déduit de la puissance mécanique connaissant la vitesse de rotation Ω du compresseur, à partir de la formule suivante :

$$\Gamma_{\text{meca-sim}} = \frac{P_{\text{meca-sim}}}{\Omega} \quad (2.62)$$

4. Le *rendement volumétrique* représente l'efficacité en remplissage du compresseur, et il est défini par le rapport entre la masse d'air m effectivement aspirée par le compresseur à chaque cycle et la masse d'air qui occuperait la cylindrée V_c par cycle du compresseur dans les conditions de pression et de température à l'aspiration.

$$\varepsilon_{v\text{-sim}} = \frac{q \rho_{\text{air}}}{\Omega V_c} \quad (2.63)$$

Où V_c est le volume de la cylindrée, ρ_{air} est la masse volumique de l'air, et q est le débit massique donné par l'équation (2.59).

5. Le *rendement isentropique* : est défini comme le rapport entre la puissance fournie dans le cas d'une transformation adiabatique réversible (puissance isentropique) et la puissance mécanique.

$$\eta_v = \frac{P_{\text{isen-sim}}}{P_{\text{meca-sim}}} \quad (2.64)$$

Remarque : Nous considérons dans notre modèle que les pertes mécaniques sont nulles, du fait que le compresseur roots tri-lobes est très peu étanche.

2.5 CONCLUSION

Une méthode originale de modélisation du compresseur roots tri-lobes, basée sur la détermination des lois physiques (expressions analytiques des volumes de contrôle les fuites en fonction de l'angle de rotation) a été présentée. Les volumes de contrôle sont décrits analytiquement avec un minimum d'hypothèses simplificatrices. Les fuites radiales et tangentielles permettant de définir les transferts de chaleur entre les volumes de contrôle sont prises en compte et le processus de refoulement et d'aspiration sont considérés comme symétrique. Le modèle analytique présenté sous forme de composants nous permettra d'élaborer le modèle dans un langage pouvant supporter les nombreuses discontinuités générées par le modèle en vue de faire une simulation.

Afin de simuler et valider le modèle, le chapitre 3 s'attellera à présenter un support d'implémentation idéal pouvant accepter la méthodologie structurelle présentée.

SIMULATION ET VALIDATION EXPÉRIMENTALE DU MODÈLE DU COMPRESSEUR TRI-LOBES

3.1 INTRODUCTION

Une méthode originale de modélisation du compresseur roots tri-lobes, basée sur la détermination des expressions analytiques des volumes de contrôle et des fuites a été présentée dans le chapitre précédent. Dans le but de valider le modèle ainsi conçu, il est nécessaire et indispensable de l'implémenter dans un langage de simulation adéquat pouvant permettre sa simulation. Les nombreuses discontinuités obtenues dans les fonctions caractéristiques du compresseur, les équations différentielles imposés par le système pour déterminer la pression (p), la température (T), et le débit (q), ainsi que la méthodologie de description du compresseur sous forme de composants, nous conduit à la quête d'un outil puissant pouvant permettre cette simulation. Dans la littérature plusieurs méthodes sont proposées pour la simulation des systèmes multi-physiques, on peut citer parmi tant d'autres :

- *la méthode du bond-graphs* : qui a pour principe de représenter les transferts d'énergie dans un système ; elle est basée sur le principe de la conservation de la puissance. Structurellement les liens d'un bond-graphs sont des symboles qui représentent soit des flux d'énergie, soit des flux d'information. Son principe de causalité se révèle très utile pour construire un modèle mathématique pour la simulation. Cette méthode a été utilisée pour la modélisation d'un compresseur volumétrique dans la thèse de Romani, en vue de la gestion de l'air ; on peut également citer les travaux [55], [27], [28] qui ont été effectués à partir de cette méthode.
- *Circuits équivalents électriques*, les composants électriques sont détournés du domaine électrique pour simuler le comportement de composant mécaniques, thermiques, fluide. Dans les articles [49], [43], différents compresseurs volumétriques sont modélisés *via* cette méthode.
- *Schéma fonctionnels*, la méthode par schémas-blocs est la plus répandue du fait qu'elle est orientée pour le contrôle et est développées dans l'environnement Matlab/Simulink.

Dans cette thèse le VHDL-AMS a été adopté comme langage d'implémentation du modèle du compresseur. En effet l'analyse des différentes approches des outils de modélisation présentés dans la thèse de Blunier a montré que le VHDL-AMS répond parfaitement à la méthodologie imposée par le modèle du compresseur scroll, donc aussi au compresseur Roots. De plus ce langage peut gérer toutes les discontinuités du modèle. Un large exposé sera donc faite dans la section 3.3.1, afin de mieux l'appréhender et faciliter ainsi l'implémentation du modèle.

Un banc d'essais de compresseur sera mis en place, afin de valider le modèle. Celui-ci sera réalisé de la façon la plus modulaire possible. Les capteurs, les actionneurs et l'instrumentation seront dimensionnés afin de couvrir une large gamme de fonctionnement. Tout cet ensemble sera géré par une interface graphique permettant les essais manuels et également un logiciel d'acquisition de données et d'automatisation assurant la reproductibilité des tests.

Le compresseur testé est un compresseur roots tri-lobes du fabricant *BUSCH* entraîné par une machine asynchrone pilotée par un variateur de vitesse. La vitesse de rotation maximale est de 14 000 tr/min. Différentes cartographies émergeront du banc d'essais permettant de valider celles qui seront obtenues par simulation.

3.2 APPROCHE DU LANGAGE D'IMPLÉMENTATION, VHDL-AMS

Le VHDL-AMS a de grands avantages : il permet d'une part une décomposition structurelle du système en sous-systèmes [17]. Il permet d'autre part, une approche fonctionnelle. Le VHDL-AMS, est adapté à tous les domaines de la physique (mécanique, électrique, fluidique, hydraulique, etc.) et chaque système peut donc être facilement intégré à d'autres systèmes de natures différentes sans avoir à recourir à des analogies entre les différents domaines énergétiques (p. ex. circuits équivalents électriques). De nombreux documents traitant de problème de modélisation multi-physiques l'ont adopté du fait de sa méthodologie structurelle, pour la modélisation des piles à combustibles [23] ; pour la modélisation de compresseur [21] ; pour la modélisation de systèmes mixtes et de leur contrôle [32], [37]. Il sera utilisé pour l'implémentation de notre modèle de compresseur.

3.3 IMPLÉMENTATION DU MODÈLE EN VHDL-AMS

3.3.1 *Présentation du langage VHDL-AMS*

Le langage VHDL-AMS est un standard IEEE (IEEE 1076.1-1999). Il a été développé comme une extension du langage VHDL pour permettre la modélisation et la simulation de circuits et de systèmes analogiques et mixtes logiques-analogiques. Le VHDL-AMS constitue un sur-ensemble du VHDL, ce qui signifie principalement :

1. Toute description VHDL légale l'est aussi en VHDL-AMS et produit les mêmes résultats de simulation.
2. Les extensions apportées dans le VHDL-AMS conservent les principes Vhdl : modularité, déclarations avant usage, flexibilité, extensibilité. Ces principes concernent à la fois la manière dont le langage est défini et la manière dont un modèle est écrit. Le langage VHDL-AMS permet de supporter la conception à plusieurs niveaux :

- Modélisation de circuits logiques et analogiques, abstraction possible grâce à des modèles comportementaux de complexités variables (des réseaux de Kirchhoff aux modèles fonctionnels à flot de données).
- Modélisation de systèmes complets (p. ex. une chaîne d'acquisition de données d'un capteur avec traitement numérique) avec prise en compte de l'environnement (p. ex. les effets dus à la température). Le VHDL-AMS offre en outre un support de base pour la modélisation de systèmes non électriques (p. ex. capteurs, actionneurs) [14].

Pour résumer on peut dire que ce langage permet la description structurale d'un système, il permet la décomposition d'un système en sous-systèmes de disciplines différentes et définit comment ces sous-systèmes sont interconnectés.

L'objectif dans la suite sera de présenter les aspects essentiels du VHDL-AMS. Nous présenterons la structuration organisationnelle de cet outil, illustré par des exemples de circuits analogiques.

3.3.2 *Standard VHDL-AMS*

Le but du standard VHDL-AMS est de fournir un outil de description hiérarchique et de simulation des systèmes continus et mixtes (analogique numérique) en conservation d'énergie ou non. Le standard VHDL-AMS a un environnement de travail avec différentes phases d'édition, d'analyse, d'élaboration et d'exécution liées au langage qui est illustré sur la FIGURE 24.

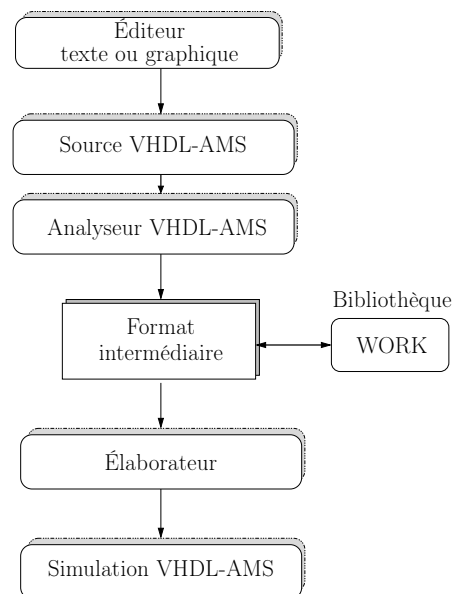


FIGURE 24. Structure organisationnelle du VHDL-AMS. [14]

- *L'interface graphique* peut se réduire à un simple éditeur de texte. Les outils CAO du marché utilisent en plus leur éditeur de schémas pour générer automatiquement le squelette d'un modèle VHDL-AMS, c'est-à-dire au moins la déclaration d'entités avec ses ports et un corps d'architecture minimum. Des outils plus avancés permettent de décrire le comportement du système à modéliser sous la forme de machines d'états, de chronogrammes ou de tables de vérité.
- *L'analyseur (ou compilateur)* vérifie la syntaxe d'une description VHDL-AMS. Il permet la détection d'erreurs locales, qui ne concernent que l'unité compilée. Plusieurs techniques d'analyse sont actuellement utilisées par les outils du marché. L'approche compilée produit directement du code machine, ou, dans certains cas, du code C qui sera lui-même compilé. L'objet binaire est alors lié au code objet du simulateur. Cette approche réduit le temps de simulation au détriment du temps d'analyse. L'approche interprétée transforme le code source en un pseudo-code qui est interprété par le simulateur. Cette approche réduit le temps d'analyse au détriment du temps de simulation.
- Chaque concepteur possède une *bibliothèque de travail* (working library) de nom logique WORK (le nom est standard) dans laquelle sont placés tous les modèles compilés. Le lien du nom logique avec l'emplacement physique de la bibliothèque dépend de l'outil de simulation ou de synthèse utilisé.
- *Le simulateur* calcule comment le système modélisé se comporte lorsqu'on lui applique un ensemble de stimuli. L'environnement de test peut également être écrit en VHDL-AMS : il peut être lui-même vu comme un système définissant les stimuli et les opérations à appliquer aux signaux de sortie pour les visualiser (sous forme texte ou graphique). Le simulateur permet aussi le déverminage (debugging) d'un modèle au moyen de techniques analogues à celles proposées pour les programmes écrits en Pascal, C ou Ada : simulation pas à pas, visualisation de variables, de signaux, modification interactive de valeurs, etc. Il faut noter que ce genre de vérification s'applique difficilement à un modèle analogique. La phase d'élaboration consiste en une construction des structures de données et permet la détection d'erreurs globales, qui concernent l'ensemble des unités de la description. Cette phase est normalement exécutée en arrière-plan avant la simulation proprement dite [14].
- *La phase d'élaboration* consiste en une construction des structures de données et permet la détection d'erreurs globales, qui concernent l'ensemble des unités de la description. Cette phase est normalement exécutée en arrière-plan avant la simulation proprement dite.

3.3.3 Organisation d'un modèle VHDL-AMS

Le VHDL-AMS offre cinq types d'unités de conception, (voir la FIGURE 25).

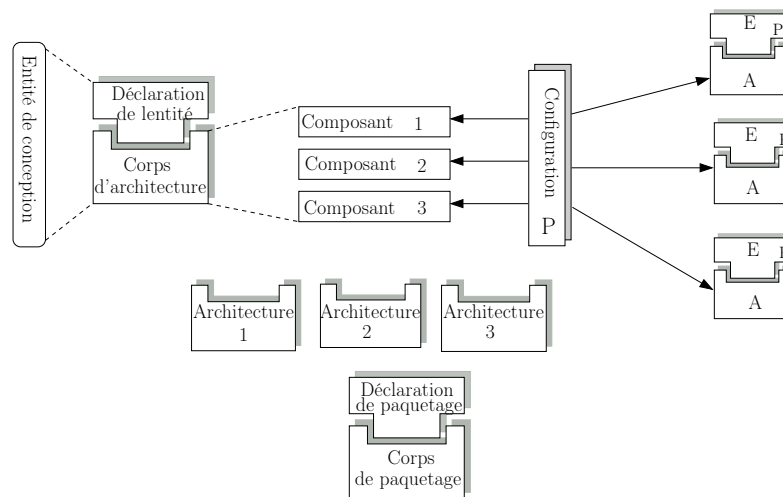


FIGURE 25. Structure organisation du VHDL-AMS, d'après [14]

1. *La déclaration d'entité (entity declaration)* : la déclaration d'entité définit l'interface d'un modèle avec le monde extérieur au moyen de ports. Les ports peuvent être de plusieurs classes :
 - Les ports de classe signal (signal) définissent des canaux de communication directionnels (entrées (mode in), sorties (mode out) ou bidirectionnels (mode in-out)) modélisant des signaux logiques.
 - Les ports de classe terminal (terminal) définissent des points de connexions analogiques adirectionnels pour lesquels les lois de conservation de l'énergie (lois de Kirchhoff pour les circuits électriques ou relations équivalentes pour les systèmes non électriques) sont satisfaites.
 - Les ports de classe quantité (quantity) définissent des points de connexions analogiques directionnels d'entrée (mode in) et de sortie (mode out) pour lesquels les lemmes de Kirchhoff ne doivent pas être satisfaits.

La déclaration d'entité peut également définir des paramètres génériques (generic parameters) qui serviront à rendre le modèle plus général.
2. *Le corps d'architecture (architecture body)* : une architecture définit le comportement et/ou la structure du système modélisé. Elle est logiquement reliée à une entité et hérite ainsi de toutes les déclarations faites à ce niveau. Chaque programme VHDL-AMS présente un corps d'architectures pour les entités données au Code du programme.

3. *Entité de conception (design entity)* : c'est l'abstraction de base en VHDL-AMS. Elle représente une portion d'un système matériel possédant une interface entrée-sortie et une fonction bien définie. Une entité de conception est constituée d'une déclaration d'entité et d'un corps d'architecture correspondant. Une entité de conception peut représenter un système matériel à plusieurs niveaux de complexité : un système entier, un sous-système, une carte, un circuit intégré, une cellule complexe (p.ex. ALU, mémoire, convertisseur A/N, filtre, amplificateur opérationnel, etc.), une porte logique, ou un transistor.
4. *Bibliothèque de conception (design library)* : la compilation d'une unité de conception génère un fichier dont le format n'est pas standard et donc dépend de l'outil VHDL-AMS utilisé. Le résultat de la compilation est stocké dans une bibliothèque de conception qui est physiquement, p. ex., un répertoire Unix ou un dossier Windows. Un modèle VHDL-AMS ne considère que des bibliothèques logiques et l'association à des emplacements physiques doit être faite dans l'environnement VHDL-AMS utilisé. Le VHDL-AMS possède deux bibliothèques logiques prédéfinies : La bibliothèque de nom logique WORK qui est le dépositaire de toutes les unités de conception compilées ; et la bibliothèque de nom logique STD est prédéfinie et contient deux unités : le paquetage STANDARD, qui inclut les définitions des types, opérateurs et sous programmes prédéfinis, et le paquetage TEXTIO, qui inclut les définitions et les sous-programmes relatifs au traitement de fichiers textes.
5. *Description structurelle et configuration* : une vue interne (architecture) possible en VHDL-AMS est une description structurelle pour laquelle le modèle est une interconnexion de composants, avec éventuellement un nombre de niveaux hiérarchiques non limité. Une architecture structurelle peut être décrite de deux manières. La première manière utilise des déclarations de composants pour définir les besoins de l'architecture. Ces déclarations sont purement locales et ne sont pas nécessairement reliées à des entités de conception particulières. Une déclaration de configuration est nécessaire pour établir ces liens.

Le programme 3.1 donne un aperçu général de la manière dont est structuré un code en VHDL-AMS dans un éditeur quelconque. On peut voir comment sont agencés les différents éléments (la déclaration de l'entité, la déclaration de l'architecture etc.) dans un programme.

```

1  library: ouverture de bibliothèques
2  use: utilisation des bibliothèques
3  -----
4  -- Declaration entité --
5  -----
6  entity entity_name is -- spécification d'entité (vue externe du
   modèle)
7  generic: paramètres génériques
8  port t1, t2, ... tn nature_port--: ports de connexion
9  signal (in/out, inout): Signaux à événements discrets

```

```

10 QUANTITY (IN/OUT): quantités analogiques à temps continu
11 utilisées pour les connexions "signal-flow"
12 TERMINAL: équipotentielle utilisés pour les connexions
13 "Kirchoff"end entity
14 -----
15 -- Declaration architecture --
16 -----
17 architecture: vue interne du modèle
18 is
19 signal: déclaration de signaux internes
20 QUANTITY: déclaration de quantités internes
21 TERMINAL: déclaration de terminaux internes
22 begin corps de l'architecture
23 Instanciation de composants
24 Instruction concurrente: Process signaux
25 <= Affectation de signal numériques
26 Assert test et rapport
27 BREAK synchronisation des simulateurs
28 INSTRUCTIONS SIMULTANÉES == quantités analogiques
29 end architecture

```

Programme 3.1. Structure générale d'un modèle VHDL-AMS

3.3.4 Description d'un exemple de code de composant

Dans le but d'illustrer au mieux le langage VHDL-AMS et de comprendre son fonctionnement, nous présenterons deux exemples simples de code faisant intervenir les terminologies proche du domaine du compresseur.

1. *Modèle de thermocouple* : En utilisant la terminologie du VHDL-AMS, l'entité (entity en VHDL-AMS) est appelé Thermocouple et les « bornes » du thermocouple sont appelés *terminaux*. Le programme 3.2 décrit l'entité en VHDL-AMS. Il s'agit de l'interface du composant avec l'extérieur illustré graphiquement par la FIGURE 26. Les deux premières lignes du programme indiquent que l'entité implique l'utilisation des packages analogiques tels que « systèmes électriques » et « systèmes thermique ». Ensuite, la liste des propriétés et des paramètres est donnée. Le thermocouple, étant un composant très simple, il n'y a qu'un seul paramètre générique (generic) qui est la température exprimée en Kelvin (K), elle est initialisée à une valeur par défaut (Tc : temperature := 297, 15). Notons que tout texte présent après deux tirets « - - » est du commentaire et n'est donc pas interprété par le compilateur. Les éléments V1 et V2, ligne 12 sont associés à des terminaux (terminal) analogiques de nature électrique, représentant les nœuds (au sens des lois de Kirchhoff) du circuit. La nature électrique spécifie qu'une tension et un courant sont associés aux terminaux. Ce qui permet au thermocouple d'être connecté à d'autres terminaux de même nature.

```

1 library IEEE;

```

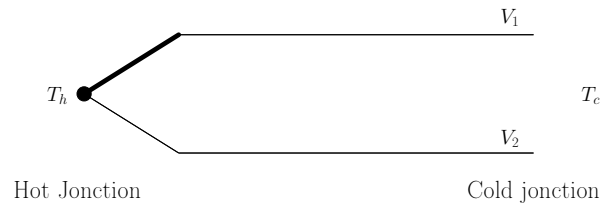


FIGURE 26. Thermocouple

```

2 use IEEE.THERMAL_SYSTEMS.all;
3 use IEEE.ELECTRICAL_SYSTEMS.all;
4 entity Thermocouple is
5 --generic model constant parameter:
6 generic(
7 --Cold junction temperature, default value is 24 oC
8 Tc: temperature:= 297.15);
9 --model physical nodes:
10 port(
11 --electrical nodes:
12 terminal V1, V2: electrical;
13 --thermal nodes:
14 terminal T: thermal);
15 end entity Thermocouple;
16 architecture K_type of Thermocouple is
17 quantity d_V across i through V1 to V2;
18 quantity Th across T;
19 begin
20 --physical relation:
21 Th - Tc == 0.2266+24152.109*(d_V)+67233.4248*(d_V**2)
22           +2210340.682*(d_V**3)-860963914.9*(d_V**4)+4.83506*(10**10)
23           *(d_V**5);
24 end architecture K_type;

```

Programme 3.2. Exemple d'un thermocouple en VHDL-AMS

2. *Modèle d'un volume de contrôle* : cet exemple illustre l'interface du composant d'un volume de contrôle illustré par la FIGURE 21. Ici l'entité (entity en VHDL-AMS) est appelé par exemple `simplified_ctrl_volume`, comme il a été explicité dans le chapitre 2, les « bornes » du volumes de contrôles peuvent varier (un volume dispose d'autant de terminal fluide que qu'il a de volumes adjacents). Les packages analogiques utilisés sont les « systèmes mathématiques » et « systèmes mécanique ». On peut définir trois paramètres génériques (generic) qui sont la pressions et la température dans le volume ainsi que la constante massique des gaz parfait qui sont respectivement initialisées. Le signal de type « boolean » qui permet de faire la réinitialisation du volume est initialisé à « false ». Le système d'équations différentielles liant débit, volume de contrôle et température sont codés aux lignes 21 à 23. Le programme 3.3 décrit

l'entité en VHDL-AMS.

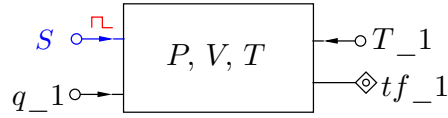


FIGURE 27. Exemple d'un volume de contrôle simplifié.

```

1  library ieee;
2  use ieee.math_real.all;
3  use ieee.mechanical_systems.all;
4  entity simplified_ctrl_volume is
5  generic (
6    p_reinit : real:= 1.0e5;
7    T_reinit : real:= 300;
8    r_air : real:=287.058);
9  port (
10     Terminal tf_1: fluidic; -- it can be used tf_1 to tf_n
11     terminal
12     signal s_reinit: in boolean:= false;
13     quantity V : in real := 0.0 );
14 end entity simplified_ctrl_volume;
15 architecture arch_simplified_ctrl_volume of
16     simplified_ctrl_volume is
17     quantity P_1 across q_1 through t_1;
18     constant cd: real:= value;
19     constant R: real:= 8.14;
20     begin
21     -- Equation systems
22     -- Mass flow
23     q_1 == cd*S*P*((7/(R*T))*((1.0e5/P)^1.4-(1.013/P)^1.7)))^0.5;
24     -- Volume
25     T'dot == T/P*P'dot+T/V+1.4*P*V'dot-r_air*T^2/(P*V)*q_1;
26 end arch_simplified_ctrl_volume;

```

Programme 3.3. Exemple de code d'un volume de contrôle simplifié

Afin de valider notre modèle de compresseur ainsi implémenté et simulé à partir du VHDL-AMS, il est nécessaire et indispensable de le comparer à un système réel constitué du même compresseur. Pour ce faire un banc d'essais est mis en place. La section suivante s'attellera à présenter le banc d'essais ainsi que ses les objectifs.

3.4 DISPOSITIF DE VALIDATION

3.4.1 Objectifs et présentation du banc d'essais

Les tests ont pour premier but de valider le modèle analytique du compresseur. Ces tests doivent permettre, en outre, de répondre à plusieurs questions concernant l'intégration du compresseur dans un système de pile à combustible en d'autre terme voir si le compresseur répond aux contraintes énumérés ci-dessous :

- le compresseur doit avoir une bonne efficacité sur toute la plage de fonctionnement car il fonctionne à vitesse variable ;
- les émissions sonores doivent être réduites ;
- le volume et le poids doivent être réduits ;
- la durée de vie du compresseur doit être supérieure à 6 000 heures ;
- la présence de particules d'huile est prohibée ;
- la réponse dynamique doit être rapide (inférieure à 1 s) ;
- les ondulations de pressions doivent être au maximum de 300 mbar.

De plus, ces tests doivent donner des indications sur le contrôle du compresseur. Quelle est l'influence de la vitesse de rotation sur le débit ? Doit-on tenir compte de la pression pour régler le débit ? Pour répondre à ces questions, il sera donc nécessaire de tracer la dépendance vitesse de rotation/débit pour différents rapports de compression. Cette caractéristique, permettra, par ailleurs, de répondre si le compresseur est adapté à la charge.

3.4.2 Description du banc d'essais

Le schéma de principe du banc d'essais est donné sur la FIGURE 28. Sa réalisation est illustrée par la FIGURE 29. Dans ce dispositif expérimental, différents capteurs ont été placés sur le banc de test. Ces capteurs permettent les mesures suivantes :

- Mesures de la *tension* (V_{dc}) et du *courant* (I_{dc}) du bus continu permettant de :
 - Calculer la puissance électrique consommée par l'ensemble moteur et compresseur,
 - vérifier la stabilité de la tension du bus : la tension du bus chute si le courant dépasse la valeur limite du courant,
 - surveiller la valeur du courant absorbé par le moteur : cette mesure permet d'aller jusqu'aux limites en courant (aux limites de la carte dans le plan débit-pression) du compresseur ;
- Mesure du *courant de phase* (i_m) absorbé par la machine ;
- Mesure du *débit-massique* (q) du compresseur : le débitmètre massique est placé en amont du compresseur en respectant les normes préconisées par le constructeur, (voir annexe A.3) ;
- Mesure de la *température de surface* (T_{surf}) du compresseur : cette mesure permet d'allumer le ventilateur de refroidissement quand la tempéra-

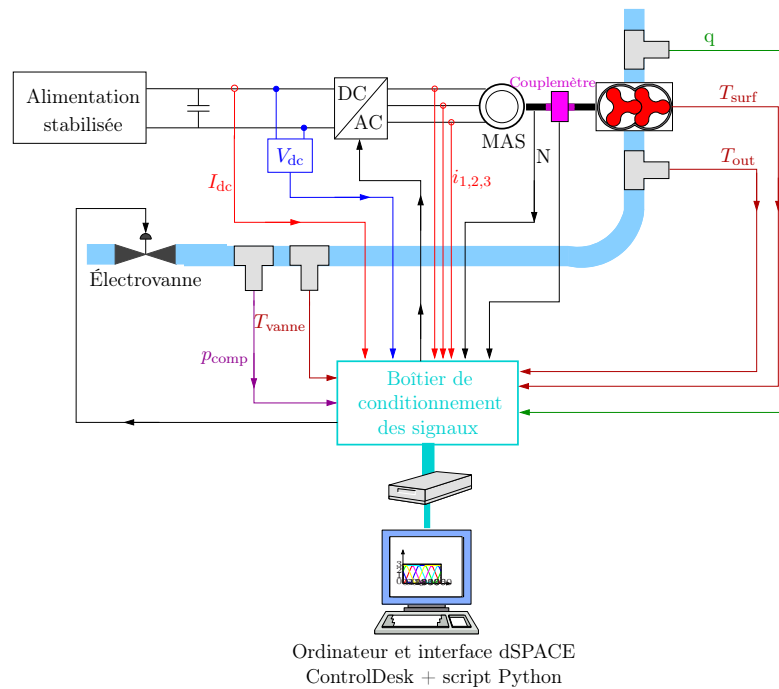


FIGURE 28. Banc de tests du compresseur roots tri-lobes.

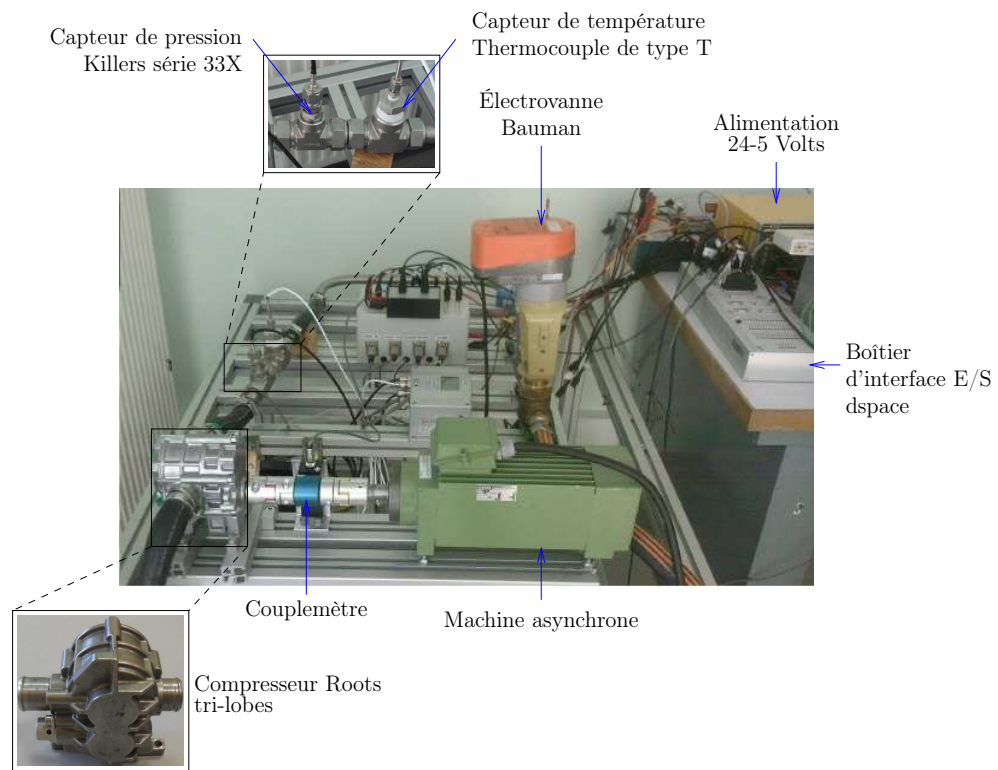
ture est trop élevée. La valeur limite de la température est fixée par l'utilisateur *via* l'interface graphique ;

- Mesure de la température de sortie du compresseur (T_{out}) : cette mesure permet de calculer les rendements du compresseur et de connaître les températures de l'air en sortie du compresseur, (voir annexe A.3),
- Mesure de la pression (p_{comp}) en sortie du compresseur ;
- Mesure de la température à l'entrée de la vanne ($T_{in,v}$) : cette mesure permet de connaître la température au niveau du capteur de pression. Ce dernier ne fonctionne avec une bonne précision que pour des températures comprises entre -10°C et 80°C .
- un capteur de couple (couplemètre) rotatif de vitesse de rotation très élevée jusqu'à 30 000 tr/mn (sans roulement) permet des mesures de couple (Γ_{exp}) même très faible à partir de transmission de signal sans contact. Il permet également de mesurer la vitesse de rotation (Ω) sur l'arbre du compresseur.

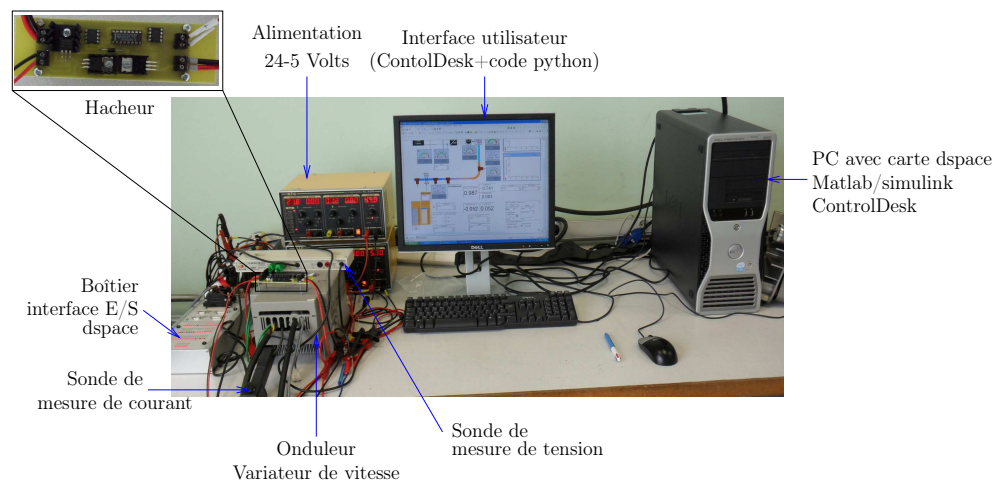
À ces capteurs, sont associés deux actionneurs :

- le moteur électrique asynchrone piloté par un variateur de vitesse via l'interface de supervision ;
- l'électrovanne commandée en position avec une consigne 2-10 V correspondant respectivement à une position fermée et ouverte.

Des commandes auxiliaires ont été ajoutées. Elles permettent de commander grâce à des relais, le ventilateur de refroidissement et l'alimentation



(a) Vue des éléments du banc.



(b) Vue de l'interface de supervision.

FIGURE 29. Photo du banc d'essais avec les éléments constitutifs.

de la vanne ; (voir annexe A.3). La vanne ayant une dynamique très lente (environ 1 min pour une course complète), le relais est utilisé d'une part pour remonter la vanne en position ouverte très rapidement (la vanne est normalement ouverte) et d'autre part pour assurer la sécurité du système.

- Une interface graphique permet de commander le banc d'essais manuellement (voir la FIGURE 30). Il est ainsi possible de changer la référence de la vitesse, la position de la vanne, de mettre en marche ou d'arrêter la vanne et le ventilateur de refroidissement. Cette interface permet de visualiser en temps réel les grandeurs mesurées par les capteurs et l'ondulation de pression. Il est également très facile d'ajouter d'autres composants graphiques afin de visualiser d'autres variables suivant les besoins de l'utilisateur. Le programme d'acquisition (programme chargé dans la carte d'acquisition) a été réalisé dans *Simulink*.
- un logiciel d'acquisition de données a été mis en place dans le langage Python afin que les tests soient réalisés le plus rapidement possible et de façon reproductible, le programme d'automatisation a été explicité dans [20].

Comme il a été montré dans le chapitre 2, section 2.4.5 ; certaines grandeurs ont été calculées afin d'être implémentées et simulées. Ces grandeurs permettront la validation du modèle après leurs comparaisons avec celles obtenues sur le banc d'essais. Cependant les différents capteurs disponible sur le banc ne peuvent pas fournir directement à ces grandeurs. Nous devons donc les déterminer pour rendre cette comparaisons possible. Rappelons que les grandeurs telles que la puissance mécanique, le couple permettant de prédire la consommation et les ondulations de couple seront déterminées. Aussi certaines grandeurs comme le rendement volumétrique, le rendement isentropique qui sont grandeurs très importantes dans l'étude des compresseurs (du fait qu'elles donnent des informations sur la performance ceux-ci) seront également calculés.

3.4.3 Analyse des pertes du compresseur

Comme toute machine, le compresseur roots tri-lobes subit différentes pertes :

- L'écoulement de l'air à travers le compresseur entraîne des pertes de charge au niveau des orifices d'aspiration et de refoulement. Ces pertes, d'origine aérodynamique, dépendent de la forme, de la section des orifices et de la vitesse d'écoulement de l'air : elles augmentent donc avec le régime de rotation du compresseur.
- La différence de pression entre l'entrée et la sortie du compresseur entraîne des fuites d'air internes du fait des défauts d'étanchéité entre les lobes et le carter. Ce débit d'air réintroduit dépend de la technologie du compresseur, de ses caractéristiques géométriques (dimensions, jeux) et du rapport de pression π : l'influence relative de ces fuites internes sur le

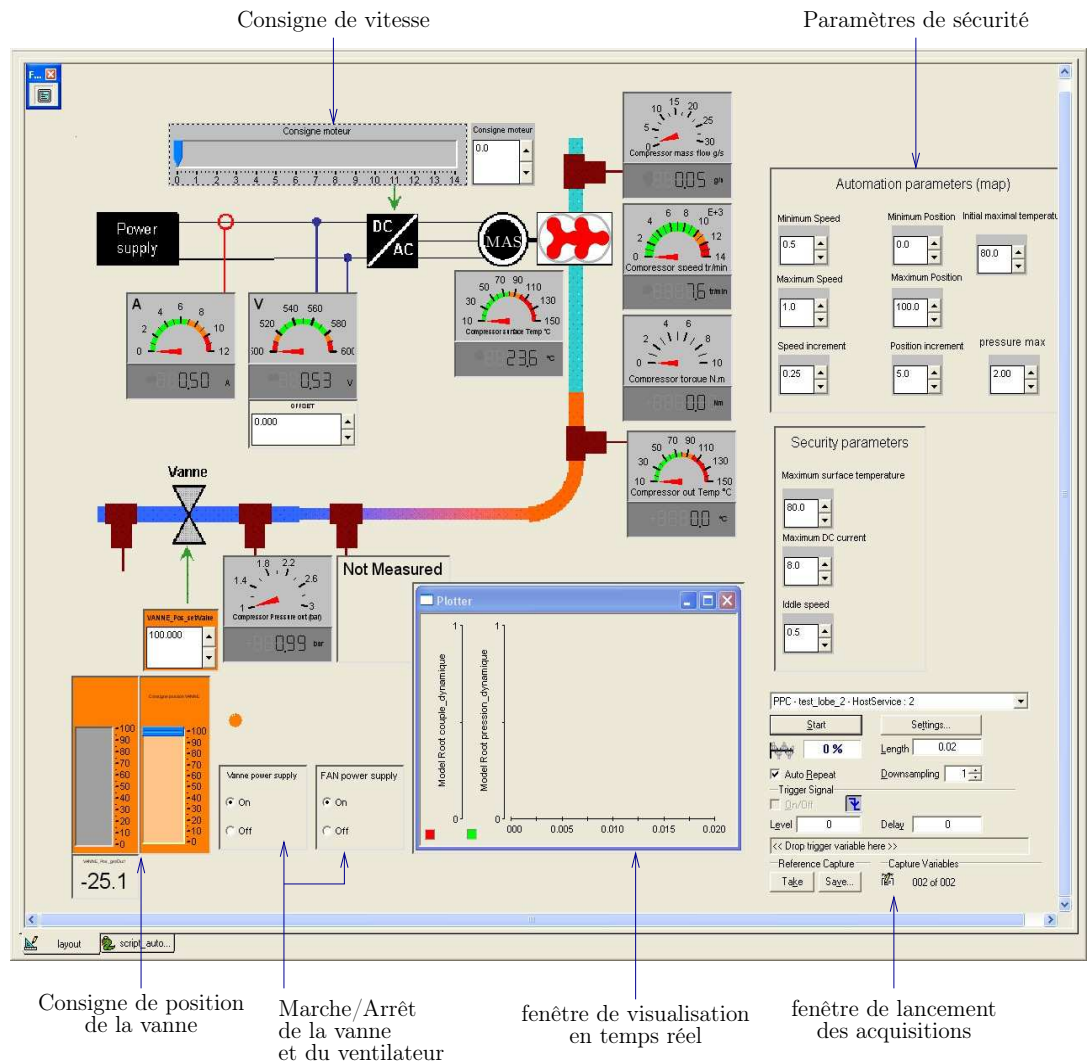


FIGURE 30. Interface Control Desk.

- débit réel est donc plus importante à bas régime qu'à régime élevé [64].
- Les frottements entre les lobes et le carter engendrent des pertes mécaniques internes, qui varient en sens inverse du débit de fuites internes (compresseur peu étanche). Le travail correspondant aux pertes mécaniques internes est transformé en chaleur, ce qui augmente la température réelle de fin de compression par rapport à la valeur théorique. Il existe également des pertes mécaniques externes liées à l'entraînement du compresseur et aux paliers du rotor [35].
 - Enfin, du point de vue thermodynamique, la compression n'est pas isentropique du fait des frottements internes du fluide dans le compresseur (irréversibilité de la compression) et des échanges de chaleur entre l'air et les parois internes du compresseur [71].

3.4.4 Détermination du rendement volumétrique et rendement isentropique

Dans le but d'analyser la performance du compresseur en différents points de fonctionnement, les rendements volumétrique et isentropique seront déterminés.

1. *Le rendement volumétrique* représente l'efficacité en remplissage du compresseur, et il est défini par le rapport entre la masse d'air m effectivement aspirée par le compresseur à chaque cycle et la masse d'air qui occuperait la cylindrée V_c par cycle du compresseur dans les conditions de pression et de température à l'aspiration.

$$\varepsilon_{v\text{-exp}} = \frac{q \rho_{\text{air}}}{\Omega V_c} \quad (3.1)$$

Où V_c est le volume de la cylindrée ρ_{air} la masse volumique de l'air. Ce rendement prend en compte les pertes de charge à l'aspiration du compresseur et les fuites internes entre les lobes et le carter, en effet une partie de la cylindrée du compresseur est occupée par de l'air provenant du refoulement.

2. *Le rendement isentropique* est défini par la formule :

$$\eta_{v\text{-exp}} = \frac{P_{\text{isen-exp}}}{P_{\text{arbre}}} \quad (3.2)$$

Où $P_{\text{isen-exp}}$ est la puissance isentropique disponible et P_{arbre} est la puissance sur l'arbre du compresseur.

- La puissance sur l'arbre du compresseur (puissance mécanique) P_{arbre} est obtenue à partir du couple et de la vitesse mesurés *via* le couplemètre, comme l'illustre l'équation (3.3)

$$P_{\text{arbre}} = \Gamma_{\text{exp}} . \Omega_{\text{exp}} \quad (3.3)$$

- La puissance isentropique expérimentale $P_{\text{isen-exp}}$ du compresseur est déterminée en utilisant le bilan de puissance comme le montre

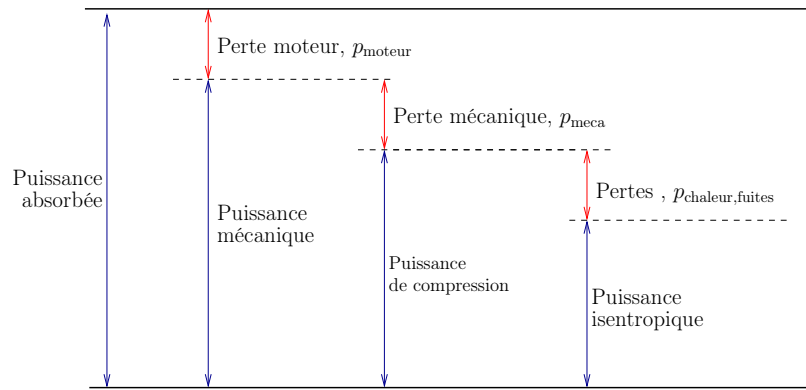


FIGURE 31. Bilan de puissance dans un système groupe moto-compresseur.

la FIGURE 31. La relation de conservation de puissance est dans ces conditions donnée par l'équation (3.4) :

$$P_{\text{arbre}} = P_{\text{isen-exp}} + p_{\text{meca-exp}} + p_{\text{chaleur,fuites}} \quad (3.4)$$

d'où

$$P_{\text{isen-exp}} = P_{\text{arbre}} - p_{\text{meca-exp}} - p_{\text{chaleur,fuites}} \quad (3.5)$$

Avec $P_{\text{isen-exp}}$ est la puissance isentropique expérimentale, p_{meca} représente les pertes mécaniques du compresseur et $p_{\text{chaleur,fuites}}$ représente les pertes dues aux fuites d'air et le transfert de chaleur entre l'air et le carter.

Remarque : le compresseur roots tri-lobes étant très peu étanche ; nous supposons que les pertes mécaniques sont nulles. Il faut donc dans ces conditions déterminer les pertes dues aux fuites internes.

Les pertes dues aux fuites internes sont déterminées en utilisant le chemin thermodynamique suivi par le gaz dans un compresseur. Cette méthode est proposée dans les articles de Duprez *et al.* et Winandy. Le chemin suivi par le gaz dans un compresseur peut être divisé en trois parties comme le montre la FIGURE 32 :

- échauffement isobare¹ du gaz dans l'orifice d'aspiration, (1-2) ;
- un transvasement isentropique, (2-3) ;
- un refroidissement isobare du gaz dans l'orifice de refoulement, (3-4).

Les différentes pertes mises en jeu lors du fonctionnement d'un compresseur sont : \dot{Q}_{asp} obtenue pendant l'aspiration du gaz ; l'échauffement du gaz dû aux pertes mécaniques p_{meca} , les pertes dues à la température élevée du gaz refoulé \dot{Q}_{ref} et les pertes avec le milieu ambiant \dot{Q}_{amb} . la perte due aux

1. Transformation thermodynamique se déroulant à pression constante.

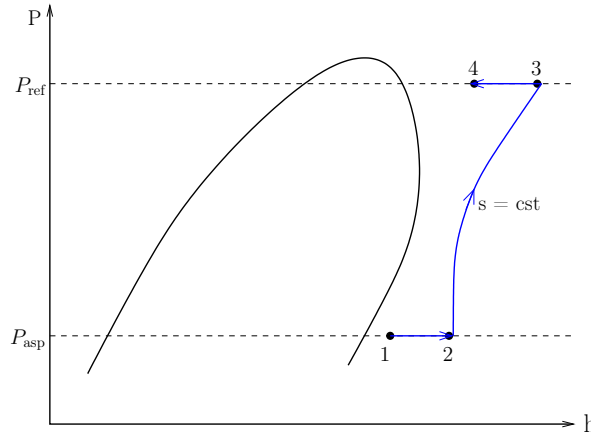


FIGURE 32. Diagramme (h, p) du processus de compression.

échanges de chaleur et de fuites internes peut s'écrire comme suit :

$$\dot{q}_{\text{chaleur,fuites}} = \dot{Q}_{\text{asp}} + \dot{Q}_{\text{ref}} + \dot{Q}_{\text{amb}} \quad (3.6)$$

On suppose que le compresseur est contenu dans une enveloppe virtuelle adiabatique² avec laquelle il effectue des échanges de chaleur. On suppose que l'enveloppe virtuelle à une température constante T_w . La température de l'enveloppe T_w , n'a aucune influence sur le débit, sa température est supposée égale à la valeur moyenne de la température à la surface du compresseur pendant les essais soit, égale 47° C.

l'ensemble compresseur + enveloppe virtuelle constitue un système adiabatique

Les équations des échanges de chaleur avec l'enveloppe virtuelle considérée sont :

$$\dot{Q}_{\text{asp}} = \dot{q} c_p (T_{\text{asp}} + T_w) \quad (3.7)$$

et,

$$\dot{Q}_{\text{ref}} = \dot{q} c_p (T_w - T_{\text{out}}) \quad (3.8)$$

Les pertes avec le milieu ambiant sont données par :

$$\dot{Q}_{\text{amb}} = AU_{\text{amb}} (T_{\text{amb}} - T_w) \quad (3.9)$$

Les résultats des essais expérimentaux sont utilisés pour identifier le paramètre AU_{amb} relaté dans l'expression de la perte avec le milieu ambiant. Cette valeur est déterminée en minimisant les erreurs entre le débit calculé sans perte et les résultats expérimentaux, dans les mêmes conditions $AU_{\text{amb}} = 11 \text{ WK}^{-1}$ [36].

2. Un système est dit adiabatique s'il n'échange pas de chaleur avec le milieu extérieur.

3.5 COMPARAISON ENTRE LA SIMULATION ET L'EXPÉRIMENTATION

Comme il a été expliqué précédemment, les actionneurs sur le banc de test (machine électrique et électrovanne) permettent la variation de la vitesse de rotation (donc du débit d'air) et de l'ouverture de l'électrovanne (variation de pression). L'automatisation du banc de test s'avère importante afin de balayer toute de la plage de vitesse possible pour le compresseur celle-ci couplée à toute la plage d'ouverture de l'électrovanne. Bien évidemment des conditions de sécurité sont fixées sur la température de surface du compresseur ainsi que sur le courant et la tension aux bornes de la machine électrique. Ainsi une base de donnée de plus de 62 000 points est obtenue pour interprétation.

3.5.1 Relation débit-pression

La FIGURE 33 donne l'évolution du débit en fonction de la vitesse de rotation. Les résultats expérimentaux et simulés sont superposés afin de mieux analyser les différences. La simulation prédit relativement bien le débit massique sur toute la plage de vitesse simulée. Les petites différences constatées entre la simulation et le test peuvent être expliquées par le fait que les sections de fuites tangentielles entre les lobes et le carter ont été supposées constantes dans notre modèle. Un modèle plus rigoureux pourrait être envisagé en modélisant plus finement les fuites internes.

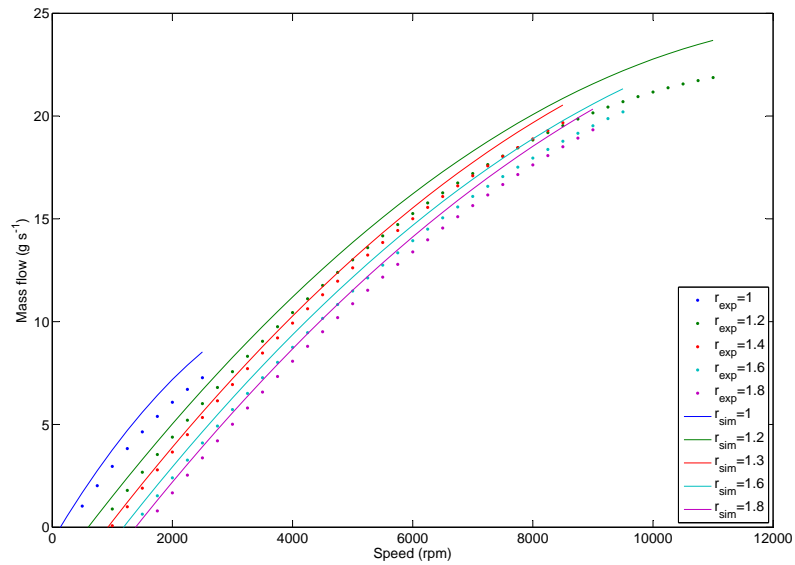


FIGURE 33. Comparaisons entre la simulation et l'expérimentation de la relation débit-vitesse pour différents rapports de compression ; avec r_{exp} : rapport de pression expérimentale, r_{sim} : rapport de compression simulé.

3.5.2 Rendements volumétrique et isentropique

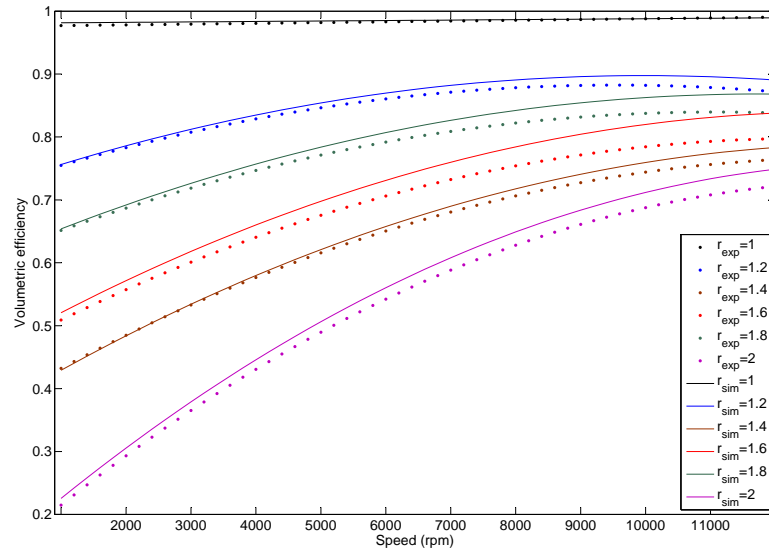
Les FIGURE 34(a) et FIGURE 34(b) donnent respectivement l'évolution de l'efficacité volumétrique et du rendement isentropique en fonction de la vitesse de rotation. Les résultats expérimentaux et simulés sont superposés afin de mieux analyser les différences. La simulation prédit relativement bien l'efficacité volumétrique et le rendement isentropique sur la plage de vitesse effectuée. Les petites différences constatées entre la simulation et le test peuvent être expliquées par le fait que les pertes dues aux fuites internes ont été négligées dans le modèle. Aussi du point de vue thermodynamique, la compression ne peut être considérée isentropique du fait des frottements internes du fluide dans le compresseur (irréversibilité de la compression) et des échanges de chaleur entre l'air et les parois internes du compresseur. Certains modèles [43], tiennent compte de ces fuites internes, supposées dépendant de la pression interne du compresseur.

3.5.3 Comparaison des puissances mécaniques

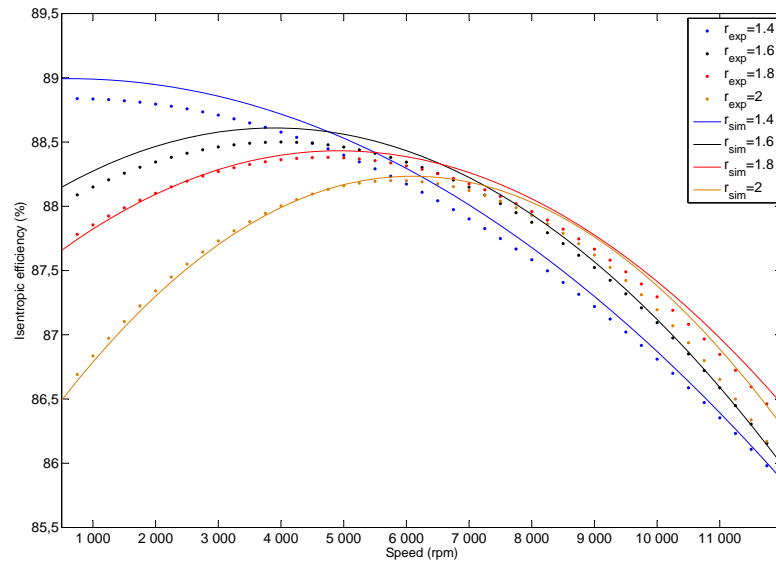
Les cartes expérimentale et simulée des iso-puissances sont données respectivement sur les FIGURE 35(a) et FIGURE 35(b). Les résultats présentés sont plus que satisfaisants, du fait de la bonne concordance. Ces résultats peuvent s'expliquer par la prise en compte des différentes pertes du système, et en faisant un bilan de puissances correcte, c'est à dire avec très peu d'hypothèse simplificatrice, suivant la méthode explicitée dans [71].

3.5.4 Comparaison des couples

Les cartes expérimentale et simulée des iso-couples sont présentées respectivement sur les FIGURE 36(a) et FIGURE 36(b). La cartographie simulée est obtenue à partir de la formule explicitée dans la section 2.4.5, l'expérimentale est obtenue *via* le couplemètre installé sur le banc de test FIGURE 29. Comme on pouvait s'y attendre, les résultats restent satisfaisants puisque dérivant de ceux des puissances.

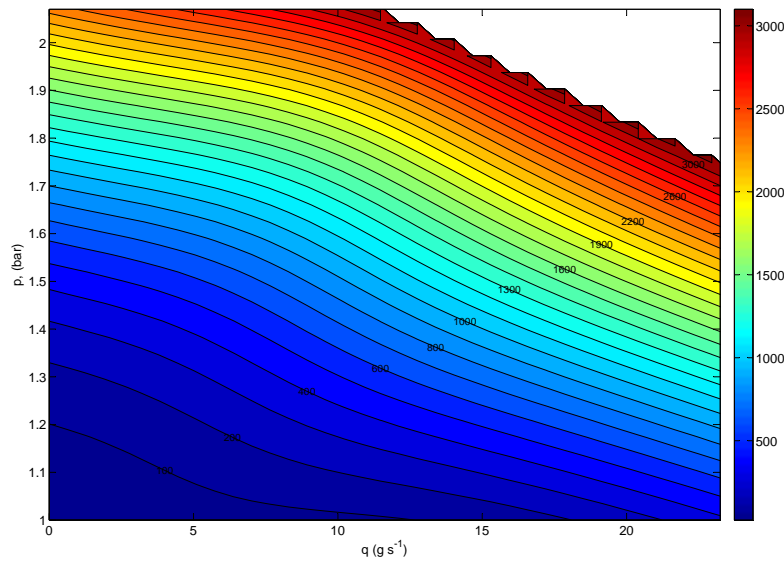


(a) Comparaison des efficacités volumétriques, avec r_{exp} : rapport de pression expérimentale, r_{sim} : rapport de compression simulé.

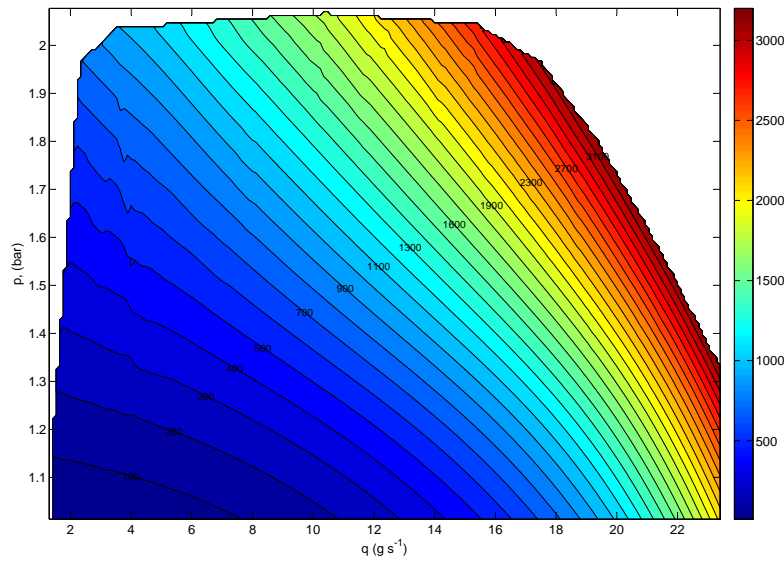


(b) Comparaison des rendements isentropiques, avec r_{exp} : rapport de pression expérimentale, r_{sim} : rapport de compression simulé.

FIGURE 34. Comparaisons entre la simulation et l'expérimentation de rendement volumétrique et du rendement isentropique pour différents rapports de compression.

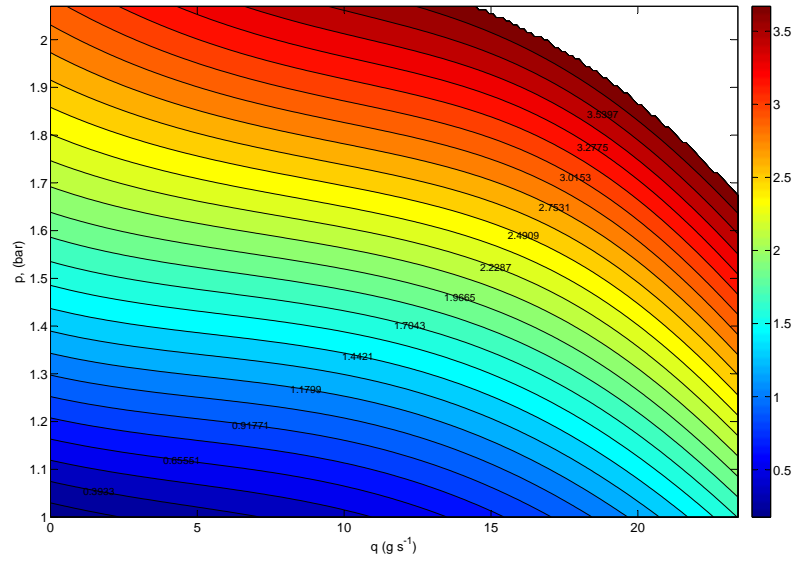


(a) Cartographie de la puissance simulée.

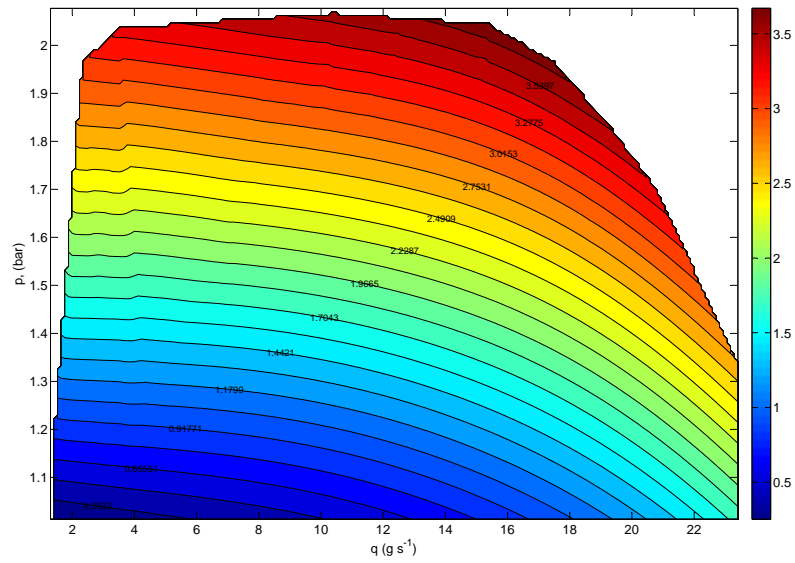


(b) Cartographie de la puissance expérimentale.

FIGURE 35. Comparaison des cartographies simulée et expérimentale de la puissance.



(a) Cartographie du couple simulé.



(b) Cartographie du couple expérimental.

FIGURE 36. Comparaison des cartographies simulée et expérimentale du couple.

3.6 CONCLUSION

Le modèle du compresseur roots tri-lobes a été implémenté en VHDL-AMS. Ce langage a été adopté du fait de sa puissance à décomposer un système en sous-systèmes de disciplines différentes et permettant leurs interconnexions, sa force à gérer les discontinuités, et aussi sa capacité à résoudre les systèmes d'équation différentielles.

Le banc d'essais du compresseur mis en place a permis de valider le modèle du compresseur avec des résultats satisfaisants. La validation du modèle ayant été effectué, il est donc possible de faire des études paramétriques des besoins énergétiques du système alimentation en air en agissant sur ces paramètres géométriques décrits dans le chapitre 2. Il serait donc possible de dimensionner un compresseur ayant la forme idéale (moins encombrant pour le système pile), en quelque sorte, l'étude du compromis (taille du compresseur et efficacité) sera effectué par simulation.

Le modèle de la tête du compresseur ayant été validé, il sera intéressant de se pencher sur l'ensemble du système d'alimentation en air à proprement dit. Pourquoi une pile à combustible à besoins d'un système d'alimentation en air ? quels sont les spécificités de ce type de système ? quelles sont les difficultés liées au contrôle d'un tel système ? comment assurer la gestion de l'air dans un système pile à combustible ? c'est à autant d'interrogations auxquelles nous tenterons de répondre dans le prochain chapitre.

MODÈLE ET CONTRÔLE DU SYSTÈME D'ALIMENTATION EN AIR

4.1 INTRODUCTION

Dans une pile à combustible, une pression moindre est satisfaisante à des faibles débits, cependant l'oxygène à la cathode et l'hydrogène à l'anode doivent être à la même pression, autrement dit, les variations de pression entre l'anode et la cathode doivent être inférieures à 300 mbar, afin d'éviter la destruction de la membrane catalytique de la pile. Du point de vue fonctionnel, le système d'alimentation en air doit fournir le débit massique nécessaire à la pile à combustible, le niveau de pression nécessaire, tout en limitant la puissance électrique consommée ; toutes ces fonctions qui lui sont attribuées font qu'il absorbe une puissance importante à la pile. Les solutions à ce problème ne se trouvent pas seulement dans le choix des éléments constitutifs du système mais également dans la stratégie de contrôle mise en place. Le contrôle à mettre en place pour satisfaire cette contrainte peut s'avérer très complexe. Il sera donc intéressant de trouver un modèle de l'ensemble du système d'alimentation en air avec les modules de base suivi d'un contrôle adéquat permettant d'atteindre le but fixé. Dans ce chapitre, nous verrons dans un premier temps les différentes approches de la gestion de l'air trouvées dans la littérature afin de mieux appréhender les problèmes qui s'y confrontent. Nous proposerons ensuite un modèle du système de gestion de l'air avec les éléments constitutifs de base permettant d'avoir un noyau (un support) qui pourra être complexifié plus tard, par l'ajout d'autres modules (par exemple un humidificateur). Aussi, des méthodes de contrôle du système seront proposées afin de voir laquelle est la plus envisageable. Bien évidemment le modèle sera implémenté sur le banc d'essais de validation utilisé dans le chapitre 3 pour la validation du compresseur, cette fois, équipé d'une vanne papillon dédiée au contrôle de la pression.

4.2 APPROCHES DES SYSTÈMES D'ALIMENTATION EN AIR DANS LA LITTÉRATURE

De nombreux travaux sur les systèmes d'alimentation en air sont menés sur les véhicules à pile à combustible. Le système d'air est réduit à un sous-système alimentant directement la cathode en oxygène avec éventuellement une vanne de régulation de contre-pression en sortie. Ainsi, la problématique liée à la commande du système d'air se limite au choix du système de compression (avec ou sans turbine), à l'optimisation de la consommation de ce dernier, et à la comparaison des modes de fonctionnement possibles (basse

pression ou haute pression). Les travaux de recherche portent également de plus en plus sur la mise en place d'une méthode de modélisation structurée en vue de la commande.

Dans la littérature, le compresseur est généralement modélisé par une cartographie donnant le débit massique q en fonction du taux de compression (π) et de la vitesse (Ω_{cp}), [59]. En outre, l'étude comparative entre fonctionnement à basse pression et haute pression détaillée dans [65] conclut que le fonctionnement à haute pression améliore les performances dynamiques tout en augmentant les couplages entre les différentes variables internes, mais également la consommation du groupe de compression.

Dans [61], [60], les auteurs ont menés de nombreux travaux sur la modélisation et la commande de systèmes à pile à combustible pour l'automobile. Ils présentent un modèle du système d'air utilisé pour la commande réduit à un compresseur motorisé et un collecteur d'admission (*supply manifold*) en amont de la cathode, un collecteur d'échappement (*return manifold*) en aval.

Des travaux portant sur la comparaison de systèmes d'air avec ou sans turbine ont été menés dans [51] et sur les fonctionnements à basse ou haute pression qui en découlent [40]. L'accent est mis sur le choix de la structure du système permettant de maximiser les performances d'une configuration par rapport à une autre [50], mais la modélisation physique des phénomènes pneumatiques dans le circuit d'air n'est pas abordée.

4.3 MODÈLE DU SYSTÈME D'ALIMENTATION EN AIR

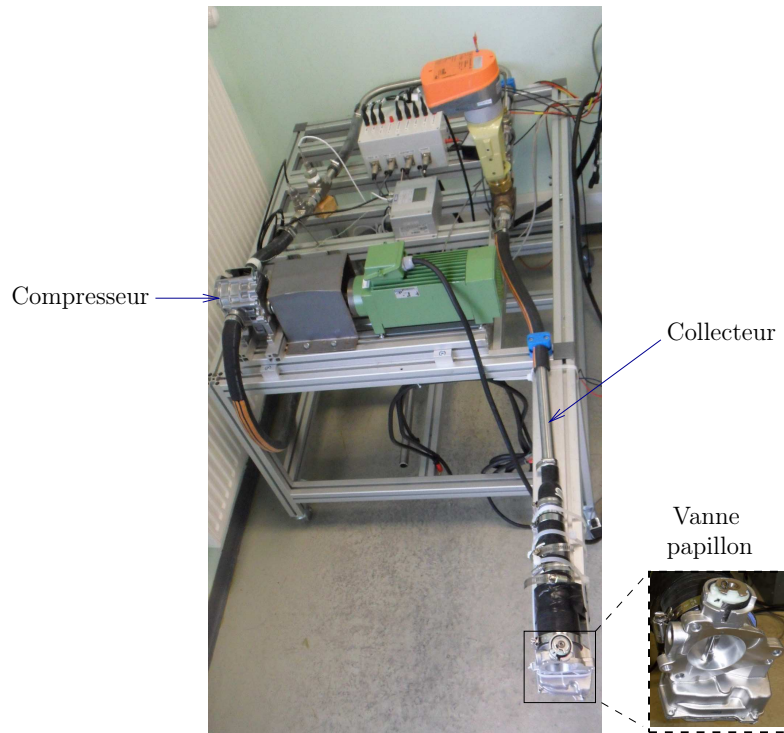
4.3.1 Présentation des éléments constitutifs du système

Une présentation plus détaillée des éléments constitutifs du système de gestion de l'air est donnée dans le chapitre 1

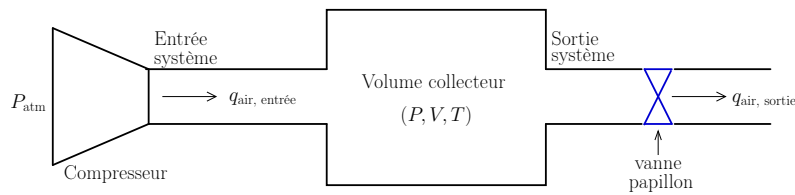
Comme il a été expliqué dans le chapitre 1, le système de gestion d'air est constitué d'un grand nombre d'éléments. Généralement un filtre permettant d'éliminer les particules est installé à l'entrée de la pile ; un compresseur ou soufflante (suivant le type de pile), une électrovanne ou expandeur avec souvent une soupape de décharge sont utilisés pour la régulation en pression de la cathode. Un condenseur installé à la sortie de la cathode permet de récupérer l'eau, un humidificateur est généralement inséré entre la sortie d'air du compresseur et l'entrée cathodique de la pile.

Dans le modèle présenté, seuls certains éléments primordiaux énumérés ci-dessous seront pris en compte. Les autres pourront être greffés dans la suite pour une étude plus complète (voir la FIGURE 37) :

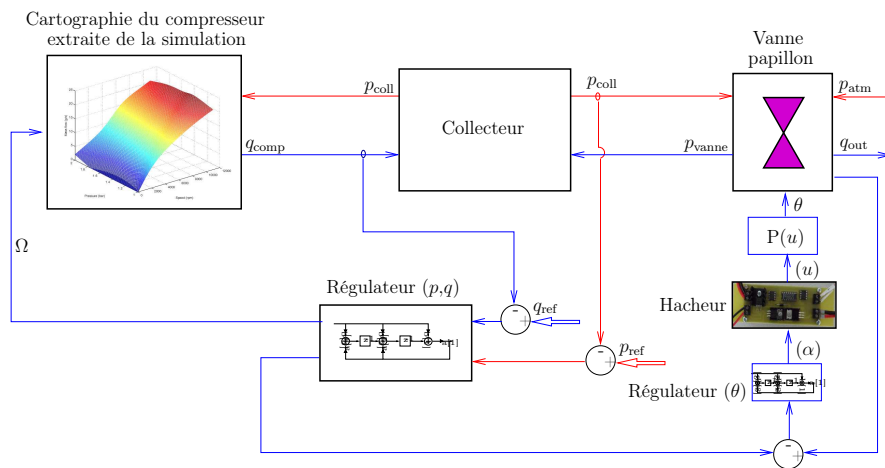
1. un compresseur roots tri-lobes piloté par un moteur situé à l'entrée du circuit d'alimentation en air (cathode) permettant le contrôle du débit massique fourni au système, par variation de la vitesse du moteur ;
2. une vanne papillon de dynamique très rapide (environ 0,1 s) à la sortie du système permettant d'assurer le maintien de la pression à une valeur constante (contrôle de la pression), par variation de l'orifice de refoulement de la vanne ;
3. l'ensemble collecteur situé entre le compresseur et la vanne papillon.



(a) Photo des éléments constitutifs.



(b) Représentation physique.



(c) Représentation causale et contrôle associé.

FIGURE 37. Représentations du principe de contrôle des éléments constitutifs.

4.3.2 *Modèle du compresseur*

Le compresseur a été modélisé et validé dans les chapitres précédents. Différentes cartes caractérisant le compresseur ont été conçues à l'issue de cette validation. Pour faire l'étude de la gestion de l'air, seules les grandeurs telles que le débit massique et la pression nous intéressent, en ce sens que les actionneurs (moteur et vanne papillon) précédemment énumérés permettent de faire leurs contrôles respectifs. Comme modèle de compresseur, nous utiliserons donc la caractéristique vitesse-débit simulée et validée. À partir des données de la caractérisation (vitesse-débit) on peut ainsi créer une « boîte noire » représentant le compresseur. Il s'agit donc de créer une fonction avec deux paramètres à l'entrée (vitesse de rotation (Ω_{cp})-pression (P)) et une sortie correspondant au débit débit massique, comme le traduit l'équation (4.1), en utilisant la cartographie 3D comme illustre la FIGURE 38.

$$q = f(\Omega_{cp}, P) \quad (4.1)$$

Le débit massique est obtenu à partir de la carte 3D et dépend de la vitesse et de la pression à l'entrée (voir la FIGURE 38).

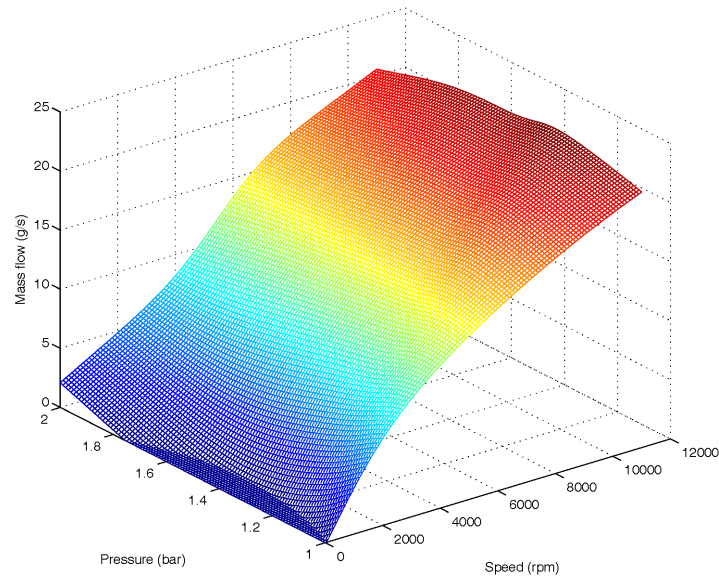


FIGURE 38. Cartographie 3D du compresseur.

4.3.3 *Modèle de la vanne de contrôle*

On trouve dans la littérature différentes équations pour la modélisation d'une vanne à savoir :

1. *Modèle de Barré Saint-Venant :*

Le modèle dit de *Barré Saint-Venant* est l'une des méthodes couramment utilisées pour modéliser l'écoulement d'un fluide à travers un orifice. La formule de *Saint-Venant* particularise le théorème de Bernoulli [39] en cas d'une évolution isentropique d'un fluide parfait. L'équation de Bernoulli peut être écrite sous la forme présentée par l'équation (4.2) :

$$d\left(\frac{v^2}{2}\right) + d\left(\frac{P}{\rho}\right) = 0 \quad (4.2)$$

où v est la vitesse du fluide, P sa pression et ρ sa masse volumique. En intégrant l'équation de Bernoulli entre un réservoir (conditions atmosphérique atm) et un point courant de l'écoulement (voir la FIGURE 39), et en introduisant le fait que la masse volumique est une fonction de la pression pour un écoulement isentropique ($P/\rho^\gamma = \text{cste}$); en posant le rapport de pression entre les deux régions égale à π , on peut définir le rapport de pression critique $\pi_{\text{crit}} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$. On obtient finalement l'équation de :

$$q_{\text{air, out}} = \begin{cases} P S_{\text{ctrl}} \sqrt{\frac{2kM_{\text{air}}}{(k-1)RT} \left[\pi^{\left(\frac{2}{k}\right)} - \pi^{\left(\frac{k+1}{k}\right)} \right]} & \text{pour } \pi < \pi_{\text{crit}} \\ P S_{\text{ctrl}} \sqrt{\frac{2kM_{\text{air}}}{(k-1)RT}} & \text{sinon} \end{cases} \quad (4.3)$$

où R est la constante des gaz parfaits, k est la chaleur spécifique, T et P sont respectivement la température et la pression du collecteur supposées constantes dans notre modèle du volume. S_{ctrl} est la section d'ouverture de la vanne.

Remarque : l'équation obtenue à partir de l'équation de Bernoulli diffère de celle de la formule empirique utilisée dans le chapitre 2 pour la modélisation des fuites, du coefficient de décharge C_d qui permet d'ajuster le débit théorique à l'expérience.

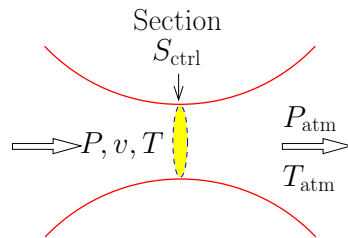


FIGURE 39. Schéma de l'orifice d'une vanne.

Comme on peut le voir sur la FIGURE 37(c), le contrôle de la vanne dépend directement de l'angle d'ouverture de son clapet.

En effet la vanne comprend un dispositif permettant de réaliser une section de passage variable (papillon fixé sur un axe) au moyen d'un actionneur électrique (moteur rotatif dont la force magnétique est équilibrée par l'action d'un ressort) comme l'illustre la FIGURE 40(a).

Remarque : Nous ne prenons pas en compte toute la partie électrique de la vanne (actionneur et convertisseur) mise en place pour le pilotage du clapet ; un modèle plus fin nécessiterait la détermination d'une fonction de transfert de tout cet ensemble). Seul l'aspect écoulement du fuite sera pris en compte dans notre modèle.

La représentation schématique donnée par la FIGURE 40(b) permet de calculer l'expression analytique de la section de contrôle en fonction de l'angle de positionnement du clapet (θ). En prenant r_v comme rayon du clapet (paramètre accessible sur la vanne), la section de fuite est donnée par l'équation (4.4).

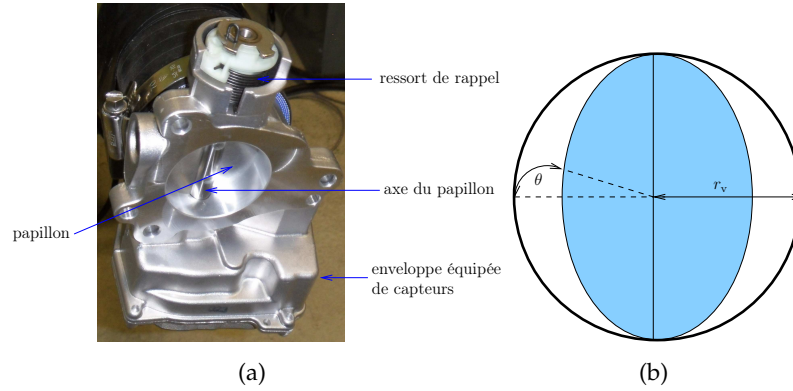


FIGURE 40. Vanne papillon.

$$S_{\text{ctrl}}(\theta) = \begin{cases} \pi r_v^2 \sin(\theta) \\ \theta \in \left[0, \frac{\pi}{2}\right] \end{cases} \quad (4.4)$$

2. Modèle simplifié :

Il est également utilisé l'équation linéaire liant le débit et la variation de pression donné par l'équation (4.5), dans les cas où la variation de pression n'est pas élevée.

$$q_{\text{air, out}} = k_{\text{nozzle}} (P - P_{\text{atm}}) \quad (4.5)$$

où k_{nozzle} est le coefficient de proportionnalité ; P_{atm} la pression atmosphérique ; P la pression en amont. L'expression du coefficient k_{nozzle}

est donnée dans le document [31],

$$k_{\text{nozzle}}(\theta) = \begin{cases} r_v^2 \frac{5-\theta}{3} \\ \theta \in \left[0, \frac{\pi}{2}\right] \end{cases} \quad (4.6)$$

Les deux modèles de vanne définis seront pris en compte dans le système de gestion de l'air modélisé, on pourra ainsi voir si les méthodes de contrôle proposées sont efficaces dans chaque cas.

4.3.4 Modèle du collecteur

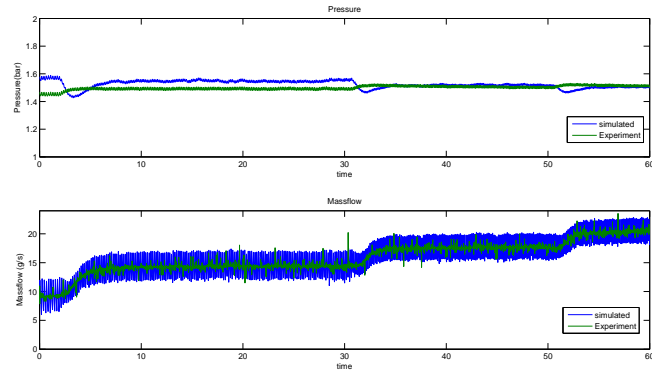
Le volume compris entre le compresseur, la pile à combustible et la vanne de régulation ainsi que le fluide (considéré comme un gaz parfait) s'écoulant sont modélisés par l'équation (4.7) obtenue à partir du principe de conservation de masse appliquée à un gaz parfait, et entre l'entrée du compresseur et la sortie de la vanne [63], [62].

$$\frac{dP}{dt} = \frac{q_{\text{air, entrée}} - q_{\text{air, sortie}}}{M_{\text{air}}} \frac{RT}{V} \quad (4.7)$$

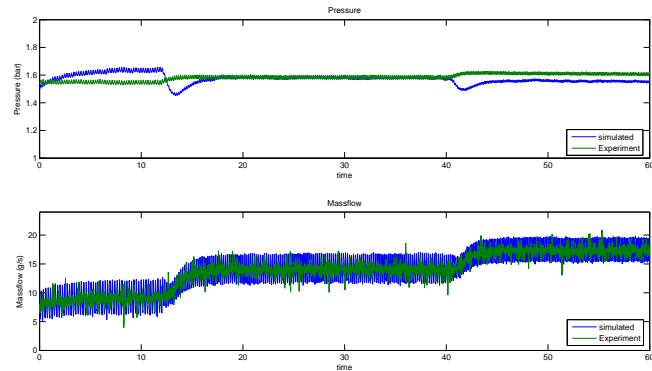
où M_{air} est la masse molaire de l'air, R la constante des gaz parfaits, T la température que nous supposons constante dans le modèle, V le volume du collecteur, P la pression dans le collecteur, $q_{\text{air, entrée}}$ et $q_{\text{air, sortie}}$ sont respectivement les débits massiques à l'entrée et à la sortie.

4.3.5 Validation du modèle de la vanne et du collecteur

Avant de trouver un contrôle adapté pour la gestion de l'air, il est nécessaire de valider l'ensemble du système à contrôler. Le compresseur a été modélisé, validé et traduit sous forme de carte. Pour valider le modèle de la vanne nous utilisons le banc d'essais présenté au chapitre 3. Pour ce faire, on soumet les entrées du modèle aux mêmes conditions que celles du banc. On impose une vitesse variable et à partir des capteurs de débit et de pression en sortie du compresseur et à la sortie de la vanne on enregistre ces grandeurs. Les grandeurs obtenues sont imposées à l'entrée du modèle, les valeurs du débit et de la pression en sortie du modèle sont ainsi enregistrées et comparées à ceux du banc. Les résultats sont présentés sur la FIGURE 41 pour le modèle de vanne utilisant le modèle de *Barré Saint-Venant* (4.3) et sur la FIGURE 42 pour le modèle de vanne utilisant le modèle linéarisé (4.5). Les résultats obtenus, montre que pour la plage de pression choisie du fait que la pile à combustible pour lequel ces travaux sont menés à une pression de fonctionnement située dans la plage ; les deux modèles de vanne peuvent être retenues dans la suite.

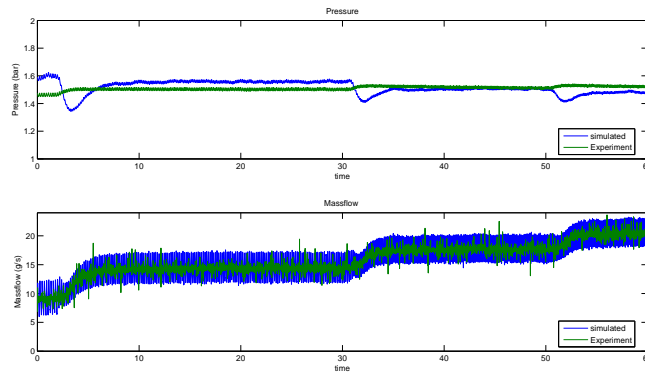


(a) Pression = 1,5 bar.

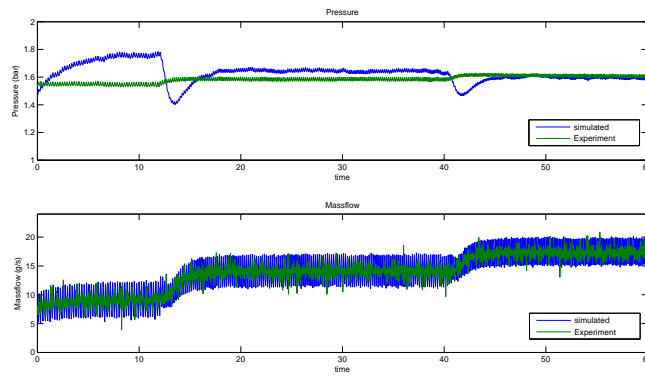


(b) Pression=1,6 bar.

FIGURE 41. Validation du modèle de la vanne non-linéaire pour les pressions 1,5 bar et 1,6 bar.



(a) Pression=1,5 bar.



(b) Pression=1,6 bar.

FIGURE 42. Validation du modèle de la vanne non-linéaire pour les pressions 1,5 bar et 1,6 bar.

4.4 CONTRÔLE DU SYSTÈME MODÉLISÉ

4.4.1 Objectifs du contrôle du système

Comme il l'a été expliqué dans le chapitre 1, il est nécessaire de contrôler le débit du compresseur pour garantir un rapport stoechiométrique¹ constant et pour permettre au système pile de suivre le profil de puissance. L'objectif du contrôle du compresseur est de maintenir la pression constante, en d'autre terme maintenir la variation de pression ΔP inférieure à 300 mbars entre l'anode et la cathode car de très grandes variations de pression entraîneraient la destruction de la membrane. Il est aussi important de maintenir la pression d'entrée constante dans le compartiment car elle fixe le point de fonctionnement (en pression) du compresseur et du système d'humidification. Nous pouvons ainsi nous maintenir sur une caractéristique du compresseur pour éviter de dégrader le rendement [64]. De façon fonctionnelle, le débit massique à travers le système est contrôlé à partir de la vitesse de rotation du compresseur, et la pression à partir de la vanne papillon (ayant un temps de réponse en position de 0,1 s). Cependant la non-linéarité du couple (débit-pression) (voir la FIGURE 33), augmente le degré de difficulté du contrôle à mettre en place pour le compresseur roots étudié, en ce sens que cette non-linéarité ne favorise pas le découplage des contrôles débits et pression. La forte interaction entre ces deux variables entraînent des influences mutuelles entre les paramètres de régulation. Deux régulateurs sont proposés, en essayant de découpler les deux branches du contrôle : le premier est un contrôle classique de type proportionnel intégrale (PI), le deuxième est un contrôle par la logique floue.

4.4.2 Contrôleur Proportionnel Intégrale

C'est le régulateur le plus répandu dans l'industrie, et il permet de contrôler un grand nombre de procédés. Connue par sa facilité à être mis en place, il peut s'avérer inefficace si ces paramètres de régulation ne sont pas parfaitement déterminés. Plusieurs techniques sont proposées dans la littérature pour la détermination de ces paramètres, on peut citer parmi tant autres, la méthode *relay feedback*, détaillée dans [47], [38], la méthode d'approximation et d'identification des systèmes [44], et la méthode de *cross-correlation* [45], [29] qui a été développé afin de déterminer les paramètres du régulateur sans conduire le système vers un état d'instabilité. Nous avons utilisé la méthode de réglage des paramètres de régulation basé sur la méthode de Ziegler-Nichols. C'est une méthode empirique qui permet d'ajuster les paramètres d'un régulateur PI, PD ou PID pour contrôler un processus à partir de mesures sur sa réponse indicielle, si le système est en boucle ouverte ; dans le cas contraire, une seconde méthode de Ziegler Nichols permet de régler les correcteurs à partir d'un essai en *limite de pompage*. Pour obtenir la *limite de*

1. Rapport entre le comburant introduit et le comburant consommé

pompage, on place un correcteur proportionnel dans la boucle fermée et on augmente lentement le gain de ce correcteur jusqu'à obtenir des oscillations auto-entretenues (phénomène de pompage). On note le gain K_i qui a amené le système en limite de stabilité et la période T_i des oscillations obtenues. Les paramètres de régulation pour que la réponse du système bouclé soit satisfaisante sont donnés par la table (1).

	PID	PI
Gain Proportionnel K_c	$0,6 K_u$	$K_c = 0,45 K_u$
Temps intégrale T_i	$0,5 T_u$	$T_i = 0,83 T_u$
Temps dérivative T_d	$0,125 T_u$	

TABLE 1. Réglage d'un correcteur PI ou PID selon Ziegler Nichols avec les mesures en Boucle fermé, [15]

L'expression générale du contrôleur PID est donnée par l'équation (4.8)

$$u_c(t) = K_c \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau - T_d \frac{dy_f}{dt} \right) \quad (4.8)$$

où

$$e(t) = y_{ref} - y_{mes} \quad (4.9)$$

et

$$y_f = \frac{1}{1 + s \frac{T_d}{N}} \quad (4.10)$$

u_c , y_{mes} et y_{ref} , sont respectivement la sortie du contrôleur, la mesure et la référence de la variable régulée. L'intérêt de l'expression générale de la sortie du contrôleur donnée par l'équation (4.8) est qu'elle fournit des mesures avec très peu de bruit. La constante du filtre de bruit N est généralement comprise dans l'intervalle [3-10] [34]. Seulement les termes proportionnels et intégrale sont utilisés pour la détermination des paramètres du correcteur dans notre étude.

4.4.3 Contrôle à partir de la logique floue

La logique floue permet de résoudre des problèmes non définis précisément et pour lesquels il est difficile, ou même impossible de déterminer un modèle mathématique exact [68].

La conception d'un contrôleur flou nécessite essentiellement trois phases [54] à savoir,

- de définir les variables d'entrée(s) et de sortie(s) ;
- de définir les fonctions d'appartenance pour les variables définies ;
- de sélectionner ou de formuler les règles de contrôle.

La FIGURE 43 montre la méthodologie utilisé pour réguler le débit massique et la pression dans le système d'alimentation en air présenté. Comme il l'a été mentionné précédemment deux variables constituent les entrées : la pression P et sa dérivée $\frac{dP}{dt}$ ainsi que le débit massique q et sa dérivée $\frac{dq}{dt}$, dans ces circonstances on obtient respectivement comme sortie la dérivée de la position de la vanne et la vitesse après « défuzzification ». L'intégration de ces deux variables de sortie permet d'avoir respectivement la position et la vitesse. Généralement les variables d'entrées sont couplées avec leurs dérivées afin

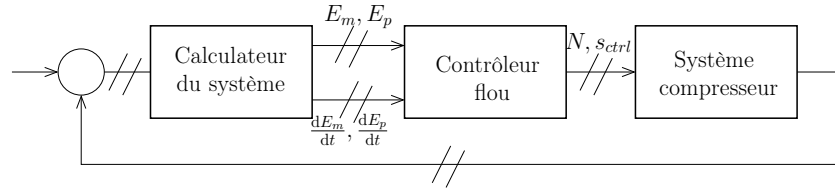


FIGURE 43. Vue générale sur les variables de contrôle.

d'éviter de fortes oscillations de la variable mesurée autour de sa valeur de référence, en d'autre terme, l'ajout de la dérivée permet d'affiner la fonction d'appartenance [53]. On distingue différents types de contrôleur flou, à savoir le PI flou, PD flou, et PID flou. La commande PI floue est connue pour être plus pratique que la commande PD floue car il est difficile à cette dernière d'éliminer l'erreur en régime statique [33]. Le contrôleur PI flou sera utilisé pour le contrôle du système présenté. Le principe du régulateur PI flou est de remplacer par la valeur de défuzzification de la commande, la commande calculée grâce à un PI classique. Les paramètres du contrôleur flou sont difficiles à déterminer, les méthodes utilisées pour leurs détermination sont semblables à ceux des contrôleurs PI classiques. La méthode exposée dans cette thèse est basée sur les documents [67], [15].

Pour une conception plus simple, toutes les entrées et sorties sont normalisées dans l'intervalle $[-1, 1]$; une valeur d'entrée ou d'une valeur de sortie est multiplié par une constante α qui indique la portée réelle de la variable avant fuzzification, la portée réelle de l'ensemble de l'erreur est $e \in [-\frac{1}{\alpha}, \frac{1}{\alpha}]$. Le contrôleur classique PI est décrit par l'équation (4.11) où K est le gain du contrôleur PI, T_I est la constante de temps intégrale, $e(t)$ l'erreur sur le signal, $e(t) = w(t) - y(t)$, $w(t)$ est la référence, $y(t)$ est la variable mesurée, $u(t)$ est la sortie du contrôleur.

$$u(t) = K \left(e(t) + \frac{1}{T_I} \int_0^t e(\tau) d\tau \right) \quad (4.11)$$

En dérivant l'équation (4.11) et en prenant zéro comme condition initiale, on

obtient :

$$\dot{u}(t) = K \left(\dot{e}(t) + \frac{1}{T_I} e(t) \right) \quad (4.12)$$

Les positions d'équilibre du système sont obtenues pour $u(t) = 0$, la solution dans ces conditions est

$$\dot{e}(t) = -\frac{1}{T_I} e(t) \quad (4.13)$$

La droite décrite par l'équation (4.13) dépend seulement du temps T_I du contrôleur PI. Ce qui signifie physiquement qu'il détermine une frontière des changements de signe de l'action dérivée, si la trajectoire décrivant l'état du système du contrôle croise la ligne de droite à gauche (ou de haut en bas) dans un espace d'état $\dot{e}(t)$, $e(t)$.

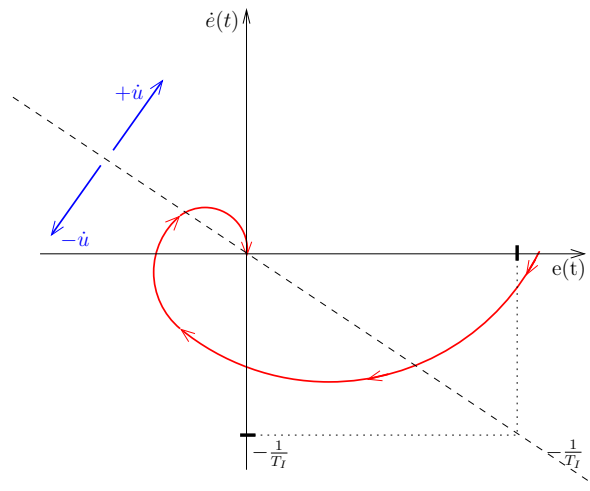


FIGURE 44. Trajectoire de la sortie du contrôleur PI. [68]

La FIGURE 44 montre les différents résultats possibles de l'équation (4.13), lorsque la trajectoire caractéristique du système passe d'un état bas à un état haut et quand il croise la droite d'équation $\left(-\frac{1}{T_I}\right)$, en d'autres termes le signe de l'action dérivée change du négatif au positif ou inversement lorsque la condition $u(t) = 0$. L'équation (4.12) permet d'obtenir l'équation discrète du contrôleur comme suit :

$$\Delta u(k) = K \left(\Delta e(k) + \frac{1}{T_I} e(k) \right) \quad (4.14)$$

Avec $\Delta u(k) = \frac{u(k) - u(k-1)}{T}$, $\Delta e(k) = \frac{e(k) - e(k-1)}{T}$, où T représente la période d'échantillonnage, et k le pas. Afin de normaliser les variables d'entrée de la fonction d'appartenance, l'équation (4.14) peut être modifiée :

$$\Delta u(k) = K \frac{1}{T_I} (T_I \Delta e(k) + e(k)) \quad (4.15)$$

Pour déterminer les règles du contrôleur flou dans l'espace des entrées des variables contrôlées ; un facteur d'échelle M est défini pour l'ensemble de cet espace, $M > 0$. Ce facteur d'échelle définit l'intervalle de l'erreur et de sa dérivée ($\Delta e(k)$, $e(k)$) comme l'illustre la FIGURE 44. L'équation (4.15) est réécrite sous la forme :

$$\Delta u(k) = K \frac{M}{T_I} \left(\frac{T_I}{M} \Delta e(k) + \frac{1}{M} e(k) \right) \quad (4.16)$$

En appliquant la fuzzification suivie de la suivie de la défuzzification aux entrées normalisées, on obtient l'équation (4.17), les fonctions fuzzification et défuzzification sont données respectivement par les termes $\mathbf{F}\{*\}$ et $\mathbf{D}\{*\}$.

$$\Delta u(k) = K \frac{M}{T_I} \mathbf{D} \left\{ \mathbf{F} \left\{ \left(\frac{T_I}{M} \Delta e(k) + \frac{1}{M} e(k) \right) \right\} \right\} \quad (4.17)$$

En remplaçant $\Delta u(k)$ par son expression :

$$\frac{u(k) - u(k-1)}{T} = K \frac{M}{T_I} \mathbf{D} \left\{ \mathbf{F} \left\{ \left(\frac{T_I}{M} \Delta e(k) + \frac{1}{M} e(k) \right) \right\} \right\} \quad (4.18)$$

L'action du contrôleur flou sur chaque variable permet d'avoir

$$u(k) = K \frac{MT}{T_I} \mathbf{D} \left\{ \mathbf{F} \left\{ \left(\frac{T_I}{M} \Delta e(k) + \frac{1}{M} e(k) \right) \right\} \right\} + u(k-1) \quad (4.19)$$

La réalisation du contrôleur flou pour contrôler le débit massique et la pression suivant l'équation (4.19) est donnée par la FIGURE 45. où e_m et e_p

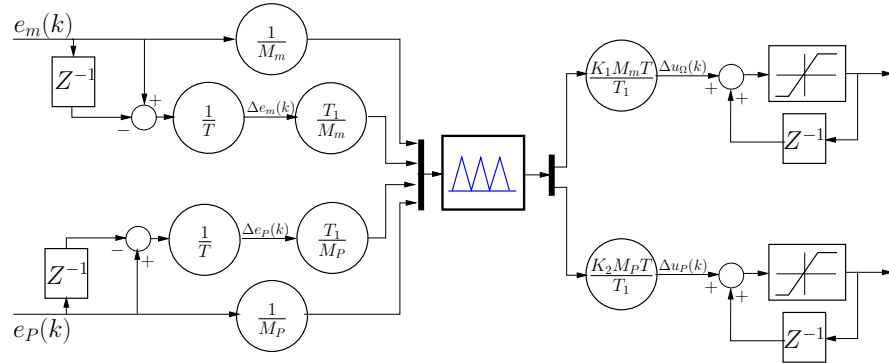


FIGURE 45. Schéma général du contrôleur flou implémenté.

sont respectivement les erreurs sur le débit massique et pression, M_m et M_p , les facteurs d'échelle relatifs au débit massique et à la pression, K_1 et K_2 , sont respectivement les gains relatifs au débit et à la pression.

Comme il a été spécifié précédemment la règle implémentée peut être construite à partir de la FIGURE 44. Le signe de l'action dérivée change au

cour du temps, la variable \dot{u} peut ainsi prendre plusieurs états. Cinq états sont utilisés pour établir les règles de chaque variable du contrôleur flou, à savoir : (ZO) décrivant les états d'équilibre stable et instable du système, les variables de sortie ne changent pas si la condition est satisfaite (no-chge). Lorsque la sortie du système a respectivement les états *Positive small* (PS) ou *Negative small* (NS), les variables de sorties (down-fast) ou (up-fast) changent rapidement pour atteindre l'état d'équilibre stable ; *positive medium* (PM), *negative medium* (NM), les variables de sortie (down-slowly) et (up-slowly) changent lentement pour atteindre l'état d'équilibre. Le TABLEAU. 2 montre la règle implémenté.

Règles
1.If (E_m is ok) then (out_m is no-chge) (1)
2.If (E_m is low) then (out_m is up-fast) (1)
3.If (E_m is high) then (out_m is down-fast) (1)
4.If (E_m is ok) and (R_m is positive) then (out_m is down-slowly) (1)
5.If (E_m is ok) and (R_m is negative) then (out_m is up-slowly) (1)
6.If (E_{pr} is ok) then (out_{pr} is no-chge) (1)
7.If (E_{pr} is low) then (out_{pr} is close-fast) (1)
8.If (E_{pr} is high) then (out_{pr} is open-fast) (1)
9.If (E_{pr} is ok) and (R_{pr} is positive) then (out_{pr} is open-slowly) (1)
10.If (E_{pr} is ok) and (R_{pr} is negative) then (out_{pr} is close-slowly) (1)

TABLE 2. Différentes éléments de la règle implémenté.

où E_m et E_{pr} sont respectivement les erreurs sur le débit massique et la pression ; R_m and R_{pr} sont respectivement les dérivées des erreurs sur le débit massique et la pression ; out_m and out_{pr} les sorties.

4.5 IMPLÉMENTATION SUR LE BANC D'ESSAIS

4.5.1 *Processus d'implémentation*

Avant de passer à l'implémentation il sera important de rappeler le fonctionnement de la vanne papillon pour laquelle seul la partie physique a été pris en compte dans notre modèle. En effet, la vanne comprend un dispositif permettant de réaliser une section de passage variable (papillon fixé sur un axe) au moyen d'un actionneur électrique (moteur rotatif dont la force magnétique est équilibrée par l'action d'un ressort) comme l'illustre la FIGURE 40(a). Nous utilisons un hacheur piloté pour l'asservissement en position du papillon. Un capteur sans contact est utilisé pour la saisie de la position du volet (voir la FIGURE 46). Le volet est amené dans une position d'ouverture par la force d'un ressort lorsque l'actionneur n'est pas alimenté

ou lorsque l'électronique embarquée détecte un mode de défaut. Lors de

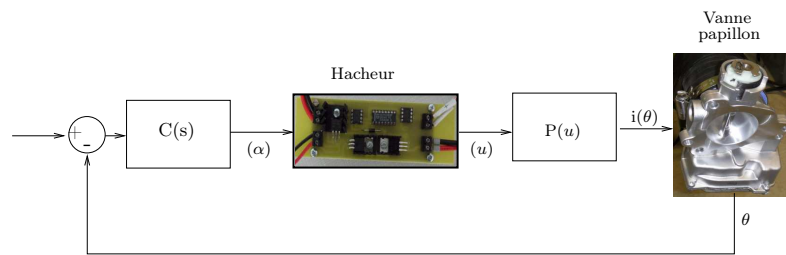


FIGURE 46. Schéma du contrôle de la vanne.

l'implémentation des deux méthodes la vanne est contrôlée suivant le même principe.

1. *Implémentation du contrôleur PI* : Les paramètres k_p et k_i ont été implémentés sur le banc d'essais ; une boucle *anti-windup* est rajoutée afin d'éviter la dérivée de l'intégrateur.
2. *Implémentation du contrôleur flou* : Tous les paramètres calculés lors de l'étude précédente sont ramenées sur les banc d'essai. La grande difficulté rencontrée est la transcription des règles de la logique floue en règle en temps réel. En effet plus il y a de lois implémentées plus le compilateur nécessite une mémoire importante. Deux solutions s'offrent à nous dans ces circonstances, soit acheter un calculateur dédié à cette action, soit réduire le nombre de règles et optimiser le code C généré par Matlab ; la deuxième solution a été prise en compte.

4.5.2 Résultats et commentaires

Les résultats du contrôleur PI sont présentés sur les FIGURE 47 et FIGURE 48 pour les deux modèles de valves. Les paramètres du contrôleur PI K_p et K_i déterminés précédemment dans le paragraphe 4.4.2 sont utilisés pour la simulation du modèle puis implémenté sur le banc d'essais. Plusieurs essais ont été effectués, Cependant seulement les tests pour les pressions de 1,5 et 1,6 bar (pression de fonctionnement) de la pile à combustible de 13 kW pour laquelle ces travaux sont effectué seront présentés. On peut voir que quelque soit le modèle de vanne la méthode de contrôle répond assez bien dans l'intervalle de pression considéré. Pour les deux pressions on obtient les mêmes temps de réponse en simulation et lors des essais aussi dans le cas du modèle non linéaire, même pendant les variation du débit. En outre dans le cas du modèle linéaire de valve, le temps de réponse même s'il est acceptable, est légèrement en retard comparé au modèle non linéaire de vanne (environ 0,1 s). Les différences entres les deux réponses constatées pourraient venir des différentes équations des modèles de vanne. Aussi, comme il a été expliqué, lors de l'implémentation sur le banc la pression par exemple

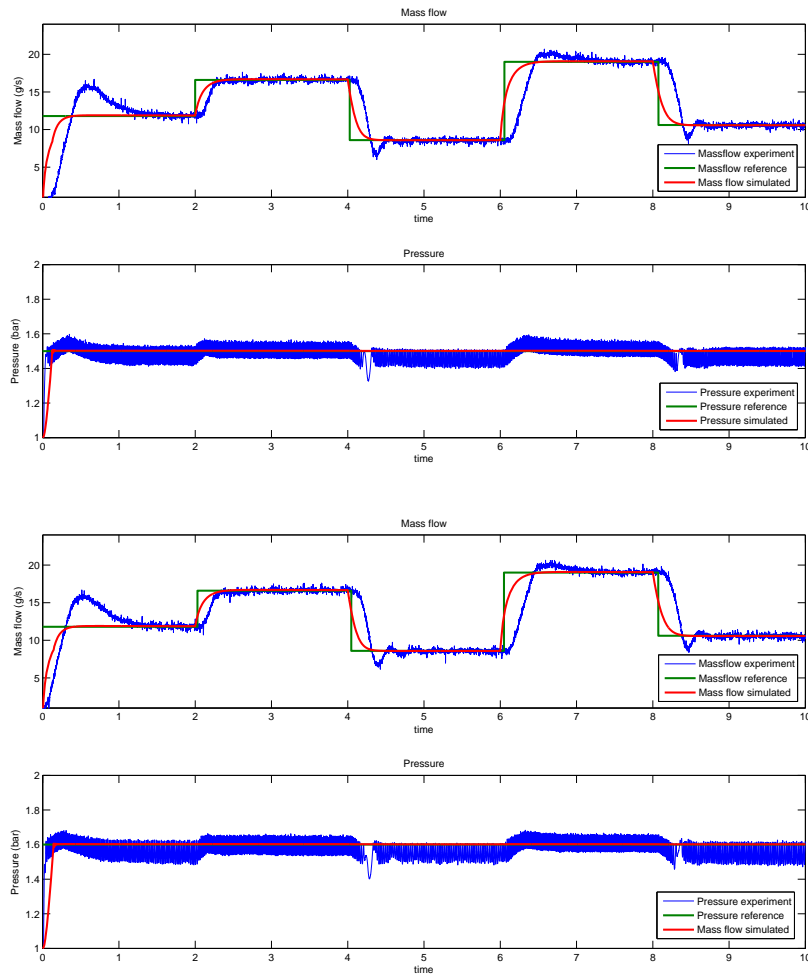


FIGURE 47. Réponses du contrôleur PI pour le modèle de vanne linéaire, obtenues pour les pressions 1,5 et 1,6 bar quelque soit la variation du débit massique.

n'est pas directement contrôlé à partir de l'ouverture de la vanne, comme dans la simulation, mais à partir du rapport cyclique ; un modèle plus fin aurait nécessité la détermination de fonctions de transferts prenant en compte l'influence des actionneurs embarqué sur la vanne.

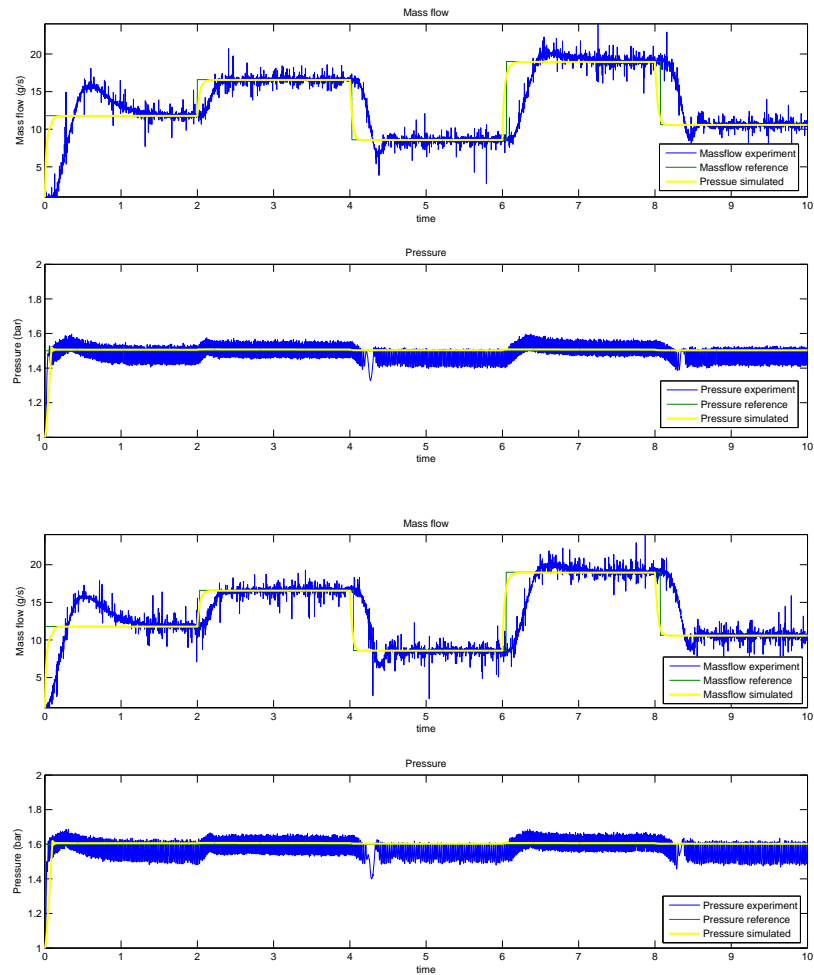


FIGURE 48. Réponses du contrôleur PI pour le modèle de vanne non linéaire, obtenues pour les pressions 1,5 et 1,6 bar quelque soit la variation du débit massique.

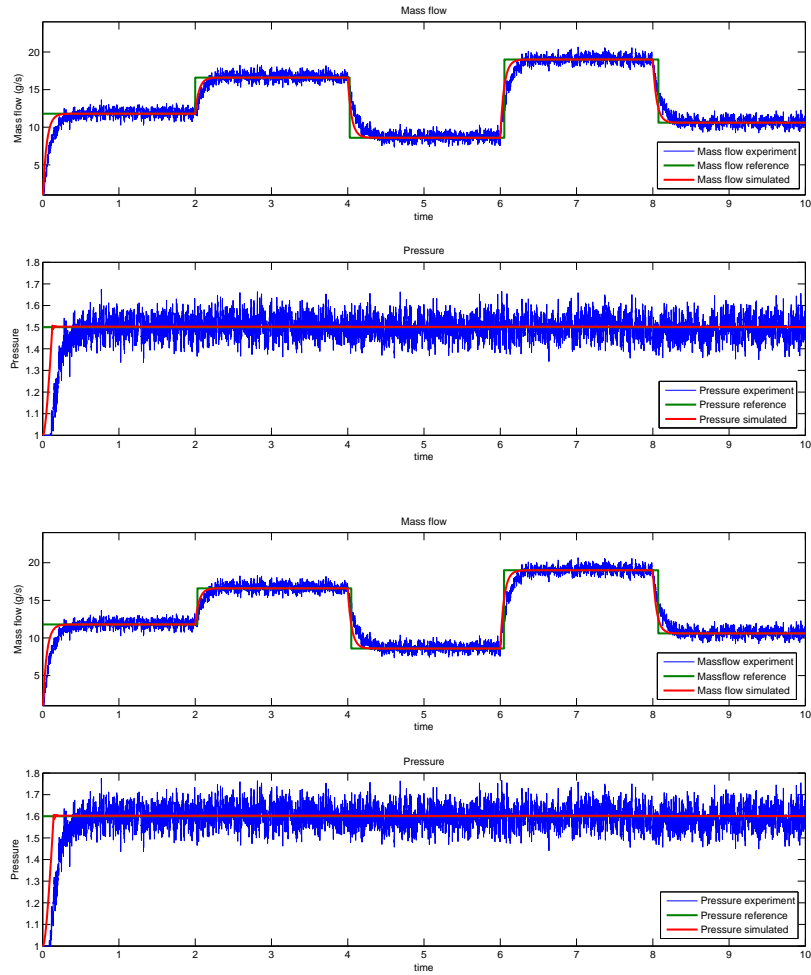


FIGURE 49. Réponses du contrôleur flou pour le modèle de vanne non linéaire, obtenues pour les pressures 1,5 et 1,6 bar quelque soit la variation du débit massique.

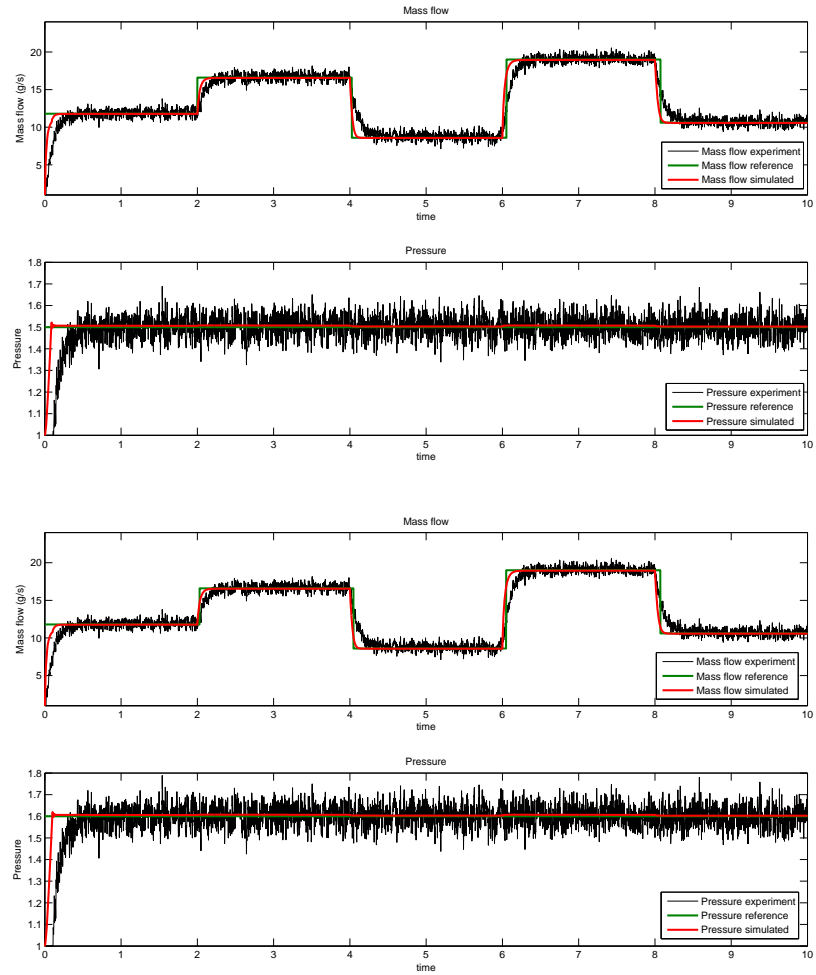


FIGURE 50. Réponses du contrôleur PI pour le modèle de vanne linéaire, obtenues pour les pressures 1,5 et 1,6 bar quelque soit la variation du débit massique

4.6 CONCLUSION

Un modèle de système de gestion de l'air a été présenté en tenant compte des éléments de bases, c'est à dire un compresseur à vitesse variable contrôlée à partir de la sollicitation d'un débit massique donnée, et d'une vanne avec un temps de réponse faible permettant le contrôle de la pression. Deux méthodes de contrôle à savoir, le PI et la logique floue ont été mises en œuvre. La comparaison des résultats de simulations avec ceux du banc de test en utilisant les mêmes paramètres donne des résultats satisfaisants. Même si quelques petites différences sont constatées au niveau des temps de réponses dues certainement la non prise en compte des fonctions de transfert des actionneurs dans notre modèle, le contrôle par logique montre un avantage particulier dans la gestion de l'air en ce sens que, les dépassements observés lors des phases transitoires dans le contrôleur PI ne sont en aucun cas observés pour le contrôleur flou. Le modèle d'un système de gestion avec l'adjonction d'un humidificateur pourrait être envisagé en utilisant le contrôleur flou.

5.1 INTRODUCTION

Dans ce chapitre, il sera question de montrer dans un premier temps l'importance de l'intégration d'un humidificateur dans un système d'alimentation en air d'une pile à combustible (PàC) dans le but de sa modélisation et de son intégration dans le système initialement modélisé. Un banc d'essais a été mis en place à cet effet. Dans une seconde partie nous nous pencherons sur le cas des compresseurs centrifuges. Même s'ils sont des concurrents potentiels des compresseurs volumétriques dans l'application pile à combustible, l'intégration de ce type de compresseur est confrontée à des difficultés qu'il faut étudier avant la modélisation du système et de son contrôle.

5.2 VERS UN HUMIDIFICATEUR INTÉGRÉ

L'autre contrainte s'ajoutant à la pression et à la propreté de l'air est la gestion de l'humidification des membranes. Ces dernières doivent être humidifiées en permanence pour assurer une bonne conductivité ionique (minimisation de la résistance ionique de la membrane) comme illustre la FIGURE 51. À cela s'ajoute le problème de la gestion de l'eau, qui consiste à

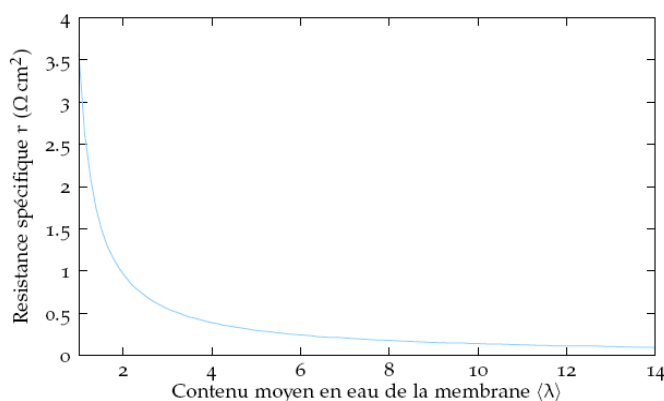


FIGURE 51. Résistance spécifique de la membrane en fonction de la quantité d'eau (moyenne) de la membrane à 80 °C. L'activité de l'eau à l'anode et à la cathode sont égales (pas d'électro-osmose ni de diffusion) [24].

récupérer en sortie de pile au moins autant d'eau qu'il en faut pour hydrater les gaz. La quantité d'eau récupérée est fonction de la quantité d'eau produite

et de la température minimale du condenseur. Un tel fonctionnement présente des limites à haute température et basse pression [16].

En résumé, l'air doit donc être en permanence sous pression, propre et éventuellement à un taux d'hygrométrie optimal (entre 50 % et 100 %). Les systèmes de compression de l'air consomment dans la plupart des applications à base des PEM plus de 20 % de la puissance produite.

5.2.1 Rappel du concept de l'intégration de l'alimentation en air et de l'humidification

Les piles à combustibles fonctionnent à pression élevée pour deux raisons :

- la tension (c.-à-d., l'efficacité) de la pile augmente due à l'augmentation de la pression partielle d'oxygène (voir FIGURE 52)

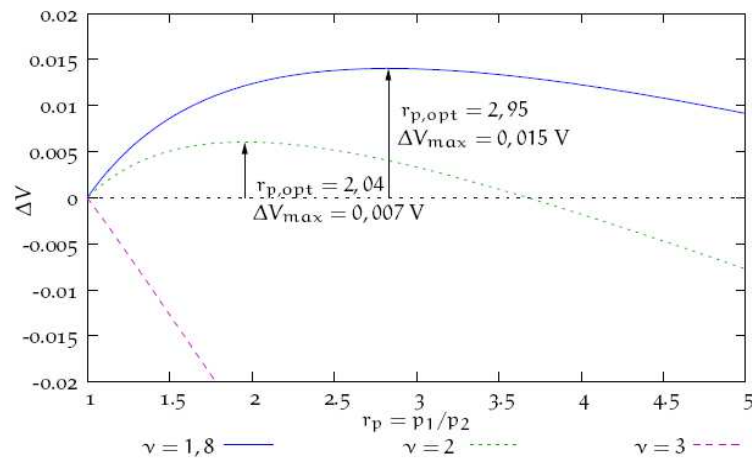


FIGURE 52. Influence de la pression sur la tension de la pile pour différents coefficients de rapport à la stœchiométrie.

- la gestion de l'eau est considérablement améliorée (voir FIGURE 53).

Le développement du système d'alimentation en air est très fortement lié à l'humidification de l'air de la cathode. Une intégration optimale entre l'humidification et le système de compression est extrêmement importante.

L'intégration de l'humidification dans le compresseur n'offre que des avantages et aucun inconvénient car il permet d'améliorer le rendement global du système pile à combustible tout en étant plus compact. Il permet d'autre part,

- d'améliorer et de contrôler avec une dynamique très élevée la préparation du mélange air/eau (les dynamiques des humidificateurs actuels sont très faibles et sont très handicapantes pour les piles),
- d'améliorer l'efficacité énergétique du compresseur en se rapprochant d'une compression isotherme comme l'illustre la FIGURE 54 (cette amélio-

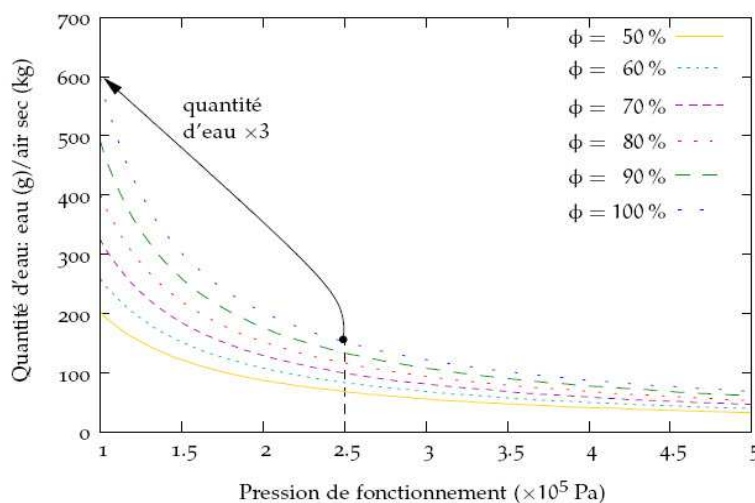


FIGURE 53. Influence de la pression sur la quantité d'eau nécessaire pour atteindre un degré d'hygrométrie donné.

ration ne peut être qu'obtenue en intégrant le processus d'humidification au compresseur),

- d'abaisser la température de sortie d'air du compresseur.

L'injection d'eau dans le compresseur peut être réalisée à l'aide d'un atomiseur électromagnétique qui permet de contrôler la quantité d'eau injectée et donc l'humidité de l'air à l'entrée de la pile.

5.2.2 Présentation du banc de tests

Le schéma de principe du système global d'expérimentation est donné par la FIGURE 55.

Il consiste en un compresseur à becs associé à un atomiseur d'eau. La quantité d'eau injectée est régulée directement par le contrôleur associé à l'atomiseur. D'autre part, les mesures de l'hygrométrie et de la température sont réalisées par des capteurs *ad hoc*.

L'injection d'eau est réalisée en amont du compresseur et l'eau est évaporée durant le processus de compression. Cette évaporation tend à faire baisser la température du compresseur.

Le compresseur est entraîné par un moteur électrique discoïde piloté par un convertisseur statique interfacé avec l'interface homme/machine permettant d'automatiser les tests.

Le contrôle de l'injection de l'eau est réalisé à l'aide d'une électrovanne proportionnelle également pilotée grâce à l'interface homme machine. Les tests sont automatisés à l'aide du PC et d'une interface d'automatisation « Control-desk »

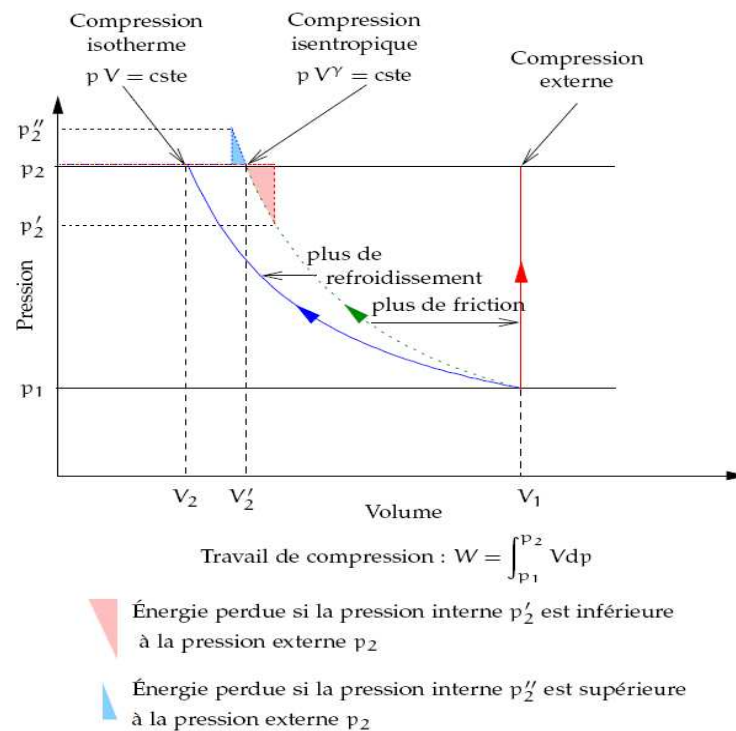


FIGURE 54. Diagrammes de Clapeyron (p-V) pour différents types de compression.

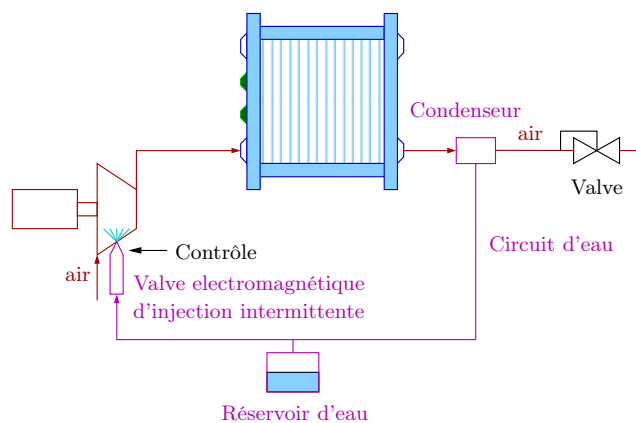


FIGURE 55. Schéma de principe d'un système pile à combustible avec le système air humidification intégré.

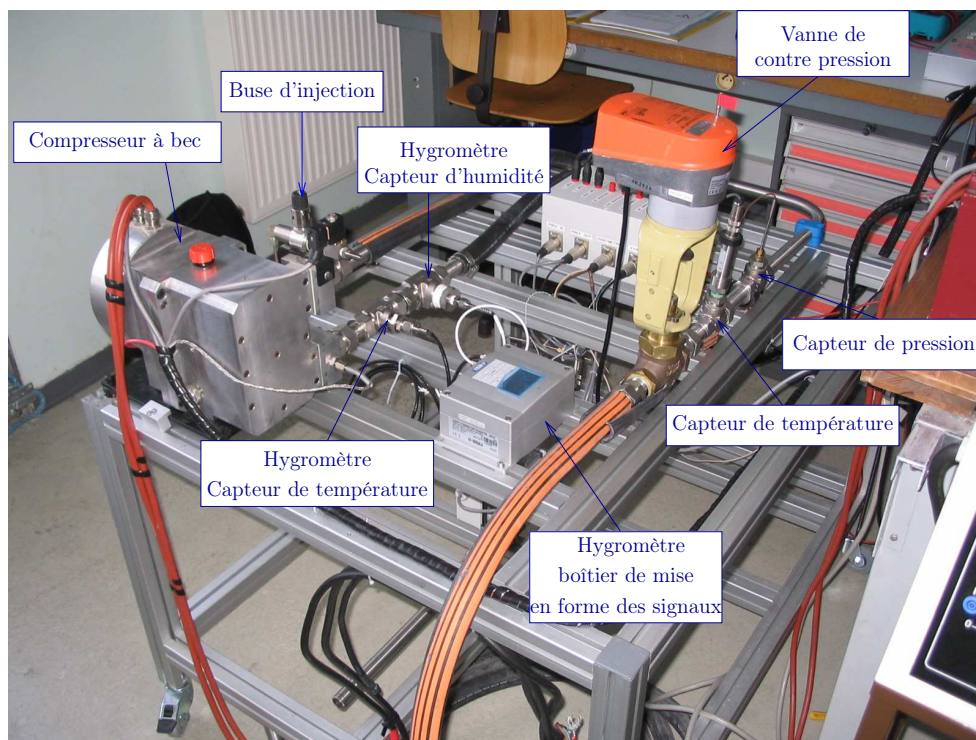


FIGURE 56. Photo du banc compresseur-humidificateur.

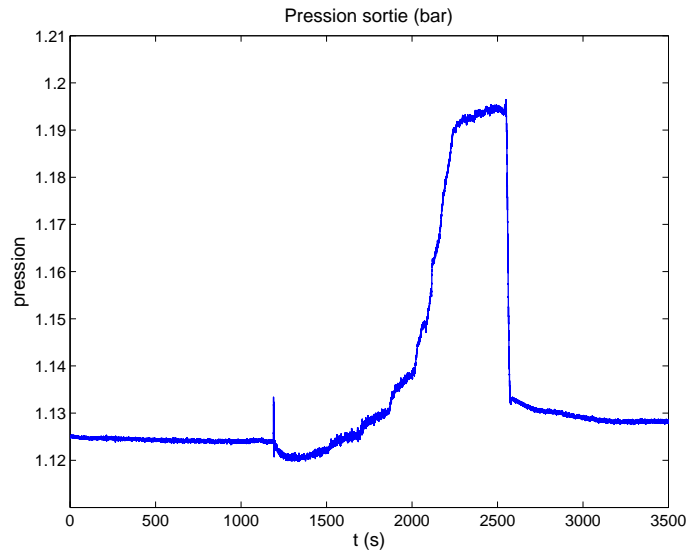
Les tests de la FIGURE 59 sont des essais en boucle ouverte pour un débit d'air sec constant. Ils montrent qu'il est possible de contrôler l'humidité de l'air en sortie du compresseur pour un débit donné. Le contrôle peut être relativement fin car la sensibilité de l'ouverture de la vanne est assez élevée : les FIGURE 57 et FIGURE 58 montrent qu'il est possible de contrôler l'humidité relative entre 50 % et 100 % pour ce débit d'air donné. Pour une pile à combustible ce résultat est très intéressant : en général, l'hygrométrie doit être maintenue à une valeur, si possible, assez proche de 100 % dans des conditions de fonctionnement normales. En cas de noyage de la pile (formation de gouttelettes d'eau), il est possible de couper instantanément l'humidification (voir, par exemple, après 2 500 secondes) de façon à sortir des conditions de noyage : dans ce cas l'hygrométrie retrouve un état normal très rapidement contrairement aux systèmes d'humidification passifs qui peuvent avoir des temps de réponse relativement longs.

Le deuxième résultat est que la température du compresseur baisse effectivement quand l'eau est injectée dans le compresseur : l'efficacité du compresseur est donc améliorée comme cela l'a été expliqué dans les parties précédentes.

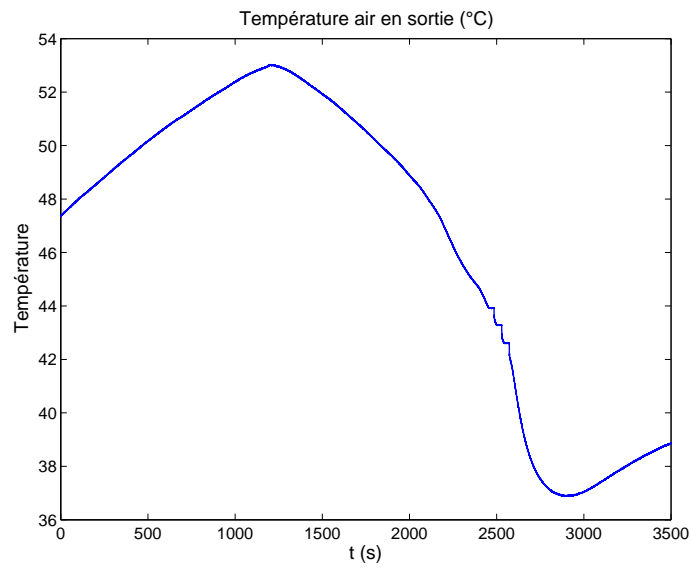
Enfin, l'injection d'eau induit une modification (augmentation) de la pression en sortie du compresseur : il sera donc important sur une pile à combustible de prendre en compte cet aspect dans la boucle de régulation de la pression. Cet aspect constitue une des perspectives de travail dans le cadre du projet du compresseur-humidificateur.

Les résultats de tests sont très prometteurs. Le concept d'injection d'eau dans le compresseur est validé mais nécessite encore un certain nombre d'études poussées avant son implémentation dans un système pile à combustible réel.

D'une part, la mise au point de lois de contrôle de l'injection d'eau doit être réalisée afin de contrôler l'humidité relative de l'air en sortie du compresseur (c.-à-d., en entrée dans la pile) quelque soit le débit d'air (c.-à-d., le courant électrique) demandé par la pile.

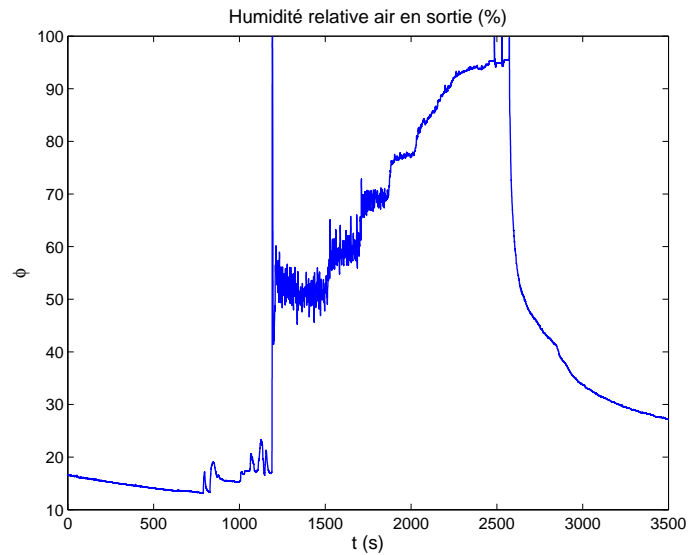


(a) Pression de l'air en sortie du compresseur (influence de l'injection d'eau).

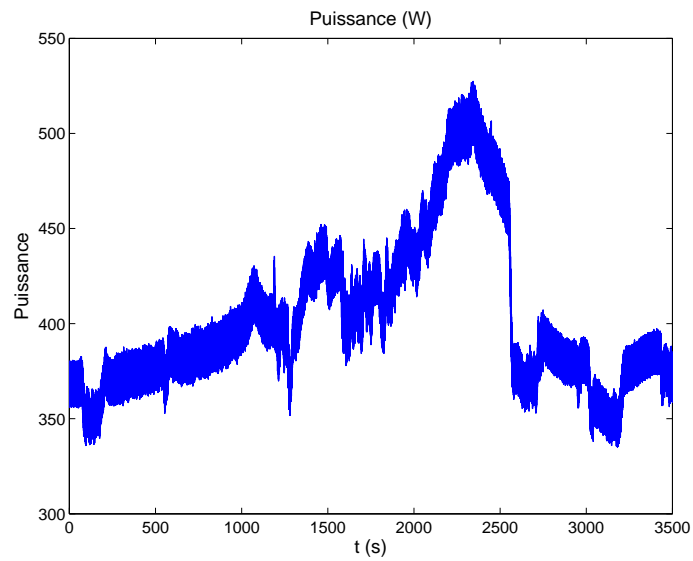


(b) Température de l'air en sortie du compresseur.

FIGURE 57. Résultats des tests d'injection d'eau.



(a) Humidité relative de l'air (contrôlée) en sortie du compresseur.



(b) Puissance électrique prélevée par le moteur électrique (influence de l'injection d'eau).

FIGURE 58. Résultats des tests d'injection d'eau.

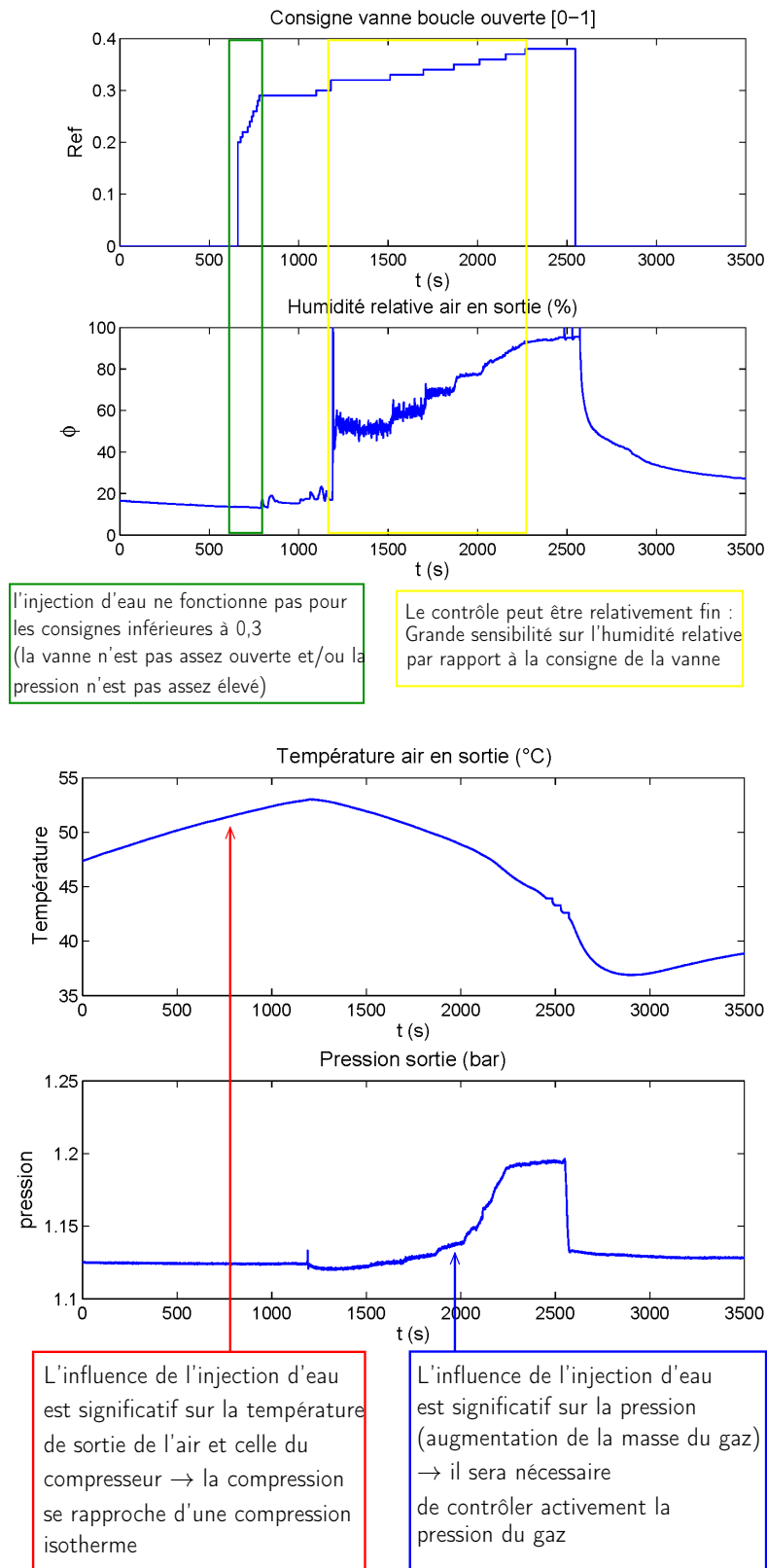


FIGURE 59. Analyse des résultats généraux des tests d'injection d'eau.

5.3 VERS UN COMPRESSEUR CENTRIFUGE

Le compresseur centrifuge présente l'avantage d'avoir une compacité inégalée par rapport aux compresseurs volumétriques. Le processus de compression est continu et ne présente aucune variation de pression.

Dans les machines centrifuges, le fluide rentre parallèlement (axialement) et ressort, avec une vitesse plus élevée, perpendiculairement (radialement). La machine centrifuge est adaptée à l'application de la pile à combustible étudiée du fait de son débit faible et son taux de compression élevé (2 à 2,5 pour un étage de compression) ; Comme il a été mentionné dans le chapitre 1, On trouve sur le marché des compresseurs centrifuges dont la vitesse peut atteindre les 250 000 tr/min ; comme l'illustre la FIGURE 60.

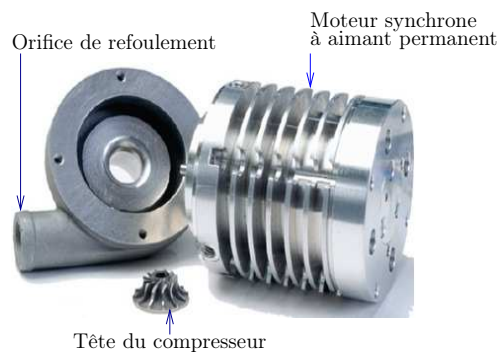


FIGURE 60. Compresseur centrifuge avec machine synchrone à aimants permanents tournant à des vitesses de 250 000 tr/min [7]

On trouve également chez le même constructeur des moteurs à aimant permanent pouvant atteindre des vitesses de 500 000 tr/min pour l'entraînement de compresseur centrifuge ; un prototype pouvant atteindre la vitesse de 1 000 000 tr/min a été réalisé. Tous ces chiffres montrent que la technologie de conception de machines à grandes vitesses pour l'entraînement de compresseur centrifuge est maîtrisée.

Cependant le contrôle de ces compresseurs reste le problème principale ; puisque pour l'application pile à combustible, différentes contraintes sont liées au contrôle à savoir :

1. Il faut prendre garde à la zone de pompage (zone d'instabilité pour les faibles débits dans laquelle il est impossible de fonctionner à pression élevée) et du faible rendement du compresseur dans certaines zones de fonctionnement. En effet Si l'on veut diminuer le débit, le fonctionnement devient instable. Des fluctuations de pression très importantes remontent dans la roue et même jusqu'à l'entrée du compresseur, créant des chocs très importants qui se traduisent par de véritables coups de canon à basse fréquence (de l'ordre de 1 à 10 Hz) ; ce phénomène est appelé *pompage* [56]. Les points limites de chaque iso-vitesse forment

la ligne de pompage du compresseur (voir FIGURE 61) : c'est une ligne très importante dont il convient de ne pas trop s'approcher.

2. Ce type de compresseur ne peut pas fonctionner à pression constante sur toute la plage de débit d'une pile à combustible et l'humidification ne peut être directement intégrée (injection d'eau) dans le processus de compression ;
3. La très grande vitesse de ces compresseurs provoque une forte interdépendance débit-pression (voir FIGURE 62), ce qui complique le couplage des contrôleurs du débit et de pression.

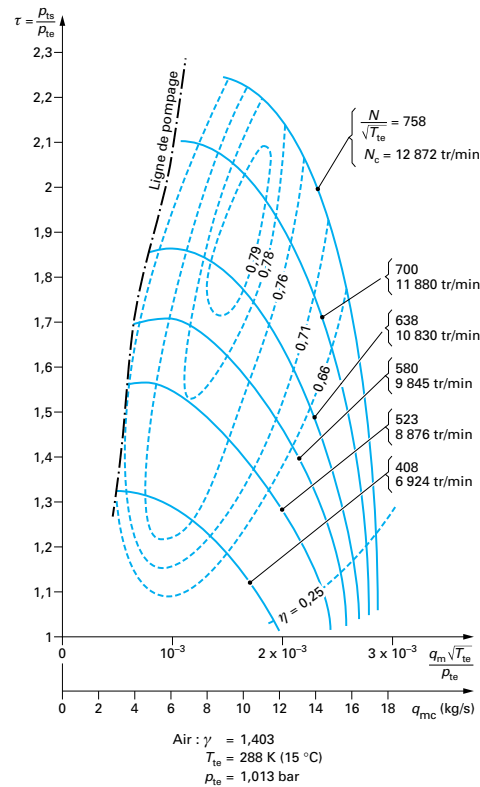


FIGURE 61. Cartographie d'un compresseur centrifuge.

Le contrôle d'un compresseur centrifuge nécessite la définition de la zone de la zone de pompage. Cette zone de pompage reste en quelque sorte une barrière de sécurité à mettre en place lors de la réalisation du modèle du système d'alimentation en air. Cette précaution doit être également prise en compte pendant l'installation du banc d'essais.

En vue du contrôle du compresseur centrifuge présenté sur la FIGURE 60, des tests ont été réalisés sur toute la plage de vitesse du compresseur (voir FIGURE 62); la zone de pompage pourrait être définie suivant la finesse de la sécurité sollicitée, soit 5 à 10 % inférieure à la valeur limite obtenue lors des

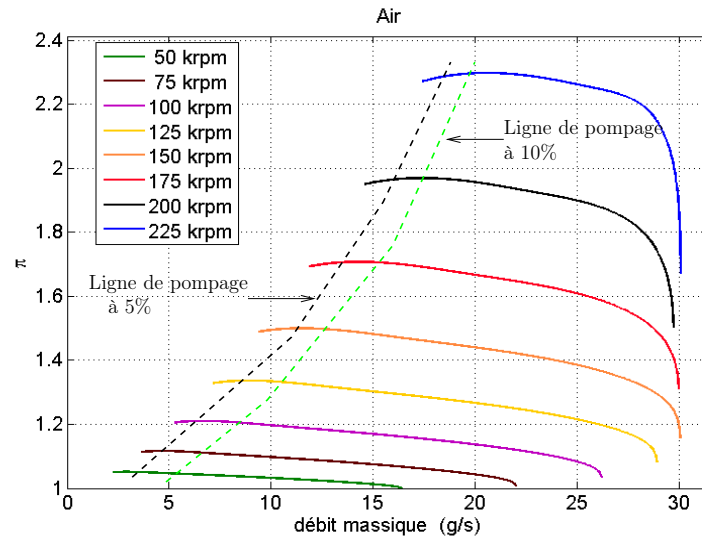


FIGURE 62. Cartographie du compresseur centrifuge présenté sur la FIGURE 60 en cours d'étude en vue son contrôle.

tests ; notons que la valeur limite est obtenue pour une vitesse donnée en fermant doucement la vanne (diminution du débit d'air en sortie) jusqu'à un changement sonore.

5.4 CONCLUSION ET PERSPECTIVES

L'étude effectuée dans le cadre de l'intégration d'un humidificateur a montré des résultats intéressants. En effet on constate une amélioration de l'efficacité et une baisse de la température du compresseur lorsqu'on injecte de l'eau dans le compresseur. L'augmentation de la pression constatée lors de l'injection d'eau montre qu'en plus de l'interaction débit-pression, il faudra tenir compte du paramètre humidité dans la boucle de régulation de pression. Cet aspect constitue une des perspectives de travail dans le cadre du projet du compresseur-humidificateur.

Le concept d'injection d'eau dans le compresseur a été effectué mais nécessite encore un certain nombre d'études poussées avant son implémentation dans un système pile à combustible réel.

Les travaux réalisés sur le compresseur centrifuge ont permis de voir son comportement dans l'intégration d'un système d'alimentation en air d'une pile à combustible. Nous avons pu voir et comprendre d'une part, les difficultés auxquelles sera confronté l'intégration d'un compresseur centrifuge dans un tel système, surtout lors du contrôle du débit et la pression du fait de cette forte interdépendance entre ces deux variables.

D'autre part nous avons vu la contrainte majeur du compresseur centrifuge

à laquelle le contrôle devrait satisfaire afin de rendre possible cette intégration.

Il faut noter que des travaux sont en cours au laboratoire *SeT*, en collaboration avec une entreprise afin de réaliser le contrôle du compresseur centrifuge.

L'objectif est de monter un banc d'essais le plus modulaire que possible dédié aux compresseurs centrifuges, effectuer les contrôles du débit et de la pression en tenant bien évidemment compte des contraintes liées à la zone pompage. Une humidification sera intégrée dans le but de réaliser l'ensemble du système d'alimentation en air à base de compresseur centrifuge.

CONCLUSION GÉNÉRALE

Ce mémoire de thèse a montré l'intérêt du système de gestion de l'air (alimentation en air et humidification) dans une pile à combustible. Le chapitre 1 a fait un état de l'art de la gestion de l'air dans les piles à combustible. Le principe de fonctionnement de base d'une pile à été exposé afin de mieux appréhender l'importance et l'étude des auxiliaires, et en particulier le système d'alimentation en air dans une pile à combustible. Les problématiques relatives à un tel système ont été mis en exergue ainsi que les difficultés liées au choix du système de compression et la prise en compte des interdépendances entre ce système et le cœur de pile. Il a été montré également, qu'il est nécessaire de modéliser les différents composants du système pile à combustible dans l'optique de sa construction à partir de sous-systèmes élémentaires. Différentes méthodes utilisées et proposées dans la littérature ont été exposées. Les études menées ont montré qu'une pression de l'ordre de 2,5 bar est recommandée car elle permet à la pile d'avoir une meilleure efficacité énergétique et aussi une plus grande compacité qu'une pile de puissance équivalente travaillant à basse pression. Un panel de compresseurs centrifuges et volumétriques peuvent répondre au cahier des charges d'une pile à combustible. Le compresseur Scroll ayant fait l'objet d'une étude préliminaire lors de la thèse de B. Blunier dans le cadre du projet de mise en place d'une plate-forme de prototypage virtuelle (*Hardware-in-the-loop*) initié par les laboratoires SeT et FClab de l'UTBM, cette thèse s'inscrit dans cet esprit en proposant un modèle du compresseur roots tri-lobes et de système d'alimentation en air d'une pile à combustible et de son contrôle. La conception d'un système d'alimentation en air devant nécessairement passer par la modélisation de la tête du compresseur un modèle analytique original du compresseur Roots tri-lobes a été développé et présenté dans le chapitre 2. L'approche adoptée, basée sur la description géométrique du compresseur a été étudiée, la méthodologie utilisée peut être applicable à d'autres compresseurs volumétriques. Cette modélisation, paramétrable, permet non seulement de tracer les différentes cartes du compresseur mais aussi de prédire les ondulations de pression qui sont critiques pour la pile à combustible. Les comparaisons des résultats expérimentaux et simulés présentées dans le chapitre 3 ont permis non seulement de valider le modèle mais aussi de démontrer la puissance de la méthodologie utilisée. Le modèle du compresseur peut encore être amélioré et plus particulièrement en ce qui concerne les aspects thermiques. En effet, un modèle plus fin pourrait tenir compte les pertes mécaniques supposées nulles dans le modèle présenté. Ces frottements, non considérés dans le modèle, génèrent en réalité de la chaleur supplémentaire qui soit, se dissipe à travers le carter du compresseur avec une évacuation dans l'environnement extérieur, soit réchauffe l'air à l'intérieur du compresseur. Dans une

optique d'intégration du processus d'humidification dans le compresseur (injection de micro gouttelettes d'eau), un modèle thermique, plus fin, devra nécessairement être ajouté.

Le compresseur, le modèle du système d'alimentation en air et le contrôle associé, ainsi que la pile à combustible pourront être simulés conjointement au sein d'un même modèle.

La gestion de l'air à proprement dite a été effectué dans le chapitre 4, où un modèle de l'ensemble du système cathodique de la pile a été modélisé et présenté en tenant compte de la dynamique du fluide dans le circuit d'alimentation. Il ne s'agit encore que d'un embryon de modèle qui doit être affiné afin de prendre en compte tous les phénomènes significatifs pour la gestion de l'air puis l'intégration d'un modèle d'humidificateur. Différentes méthodes de contrôle de la pression et du débit massique ont été proposées.

La plate-forme de prototypage virtuel mise en place a donc été associée à une plate-forme expérimentale développée pour les compresseurs volumétriques. Cette plate-forme expérimentale a permis de valider les modèles et également d'enrichir la bibliothèque de composants. Il faut préciser que les plates-formes virtuelle et expérimentale imposent respectivement des modèles et des bancs de d'essais les plus modulaire possible afin de pouvoir substituer chaque élément du système. Des travaux sont en cours afin de remplacer le compresseur Roots tri-lobes par un compresseur centrifuge présenté précédemment. Aussi comme l'a montré le chapitre 5 des études sont menées dans le but d'une mise au point des lois de contrôle d'une injection d'eau en amont du compresseur afin de contrôler l'humidité relative de l'air en sortie du compresseur (c.-à-d., en entrée dans la pile) quelque soit le débit d'air (c.-à-d., le courant électrique) demandé par la pile.

ANNEXES

A.1 DIFFÉRENTES TYPES DE PILE À COMBUSTIBLE ET GÉNÉRALITÉ

<i>Paramètres</i>	PEMFC	AFC	PAFC	MCFC	SOFC
Puissance électrique	1 W-250 kW	10-50 kW	100-200 kW	500 kW-10 MW	1 kW-10 MW
Densité de courant	0,6 A.cm ²	0,09 A.cm ²	0,18 A.cm ²	0,13 A.cm ²	0,25-1,125 A.cm ²
Rendement	30 à 50%	40 à 60%	35 à 45%	50 à 60%	50 à 70%
Durée de vie	5000h	2000h	40000h	20000h	20000h
Pression	1-2 bar%	1 bar%	1 bar%	1 bar%	1 bar%
Rendement	60-90°C	50-250°C	160-220°C	600-700°C	800-1000°C
Électrolyte	Polymère perfluoré (solide)	Hydroxyde de potassium (liquide)	Acide phosphorique (liquide)	Carbonate de lithium/-potassium (liquide)	Céramique (liquide)
Catalyseur	Platine	Platine, nickel	Platine	Nickel	Perovksites
Combustible	Hydrogène pur ou reformé	Hydrogène	Gaz naturel reformé	Reformage interne du gaz naturel	Gaz naturel
Application	Transports, portables, stationnaires	Spatiales, transports	Transports, stationnaires	Stationnaires	Transports (APU), stationnaires

TABLE 3. Comparaison des différentes technologies de piles à combustible [64].

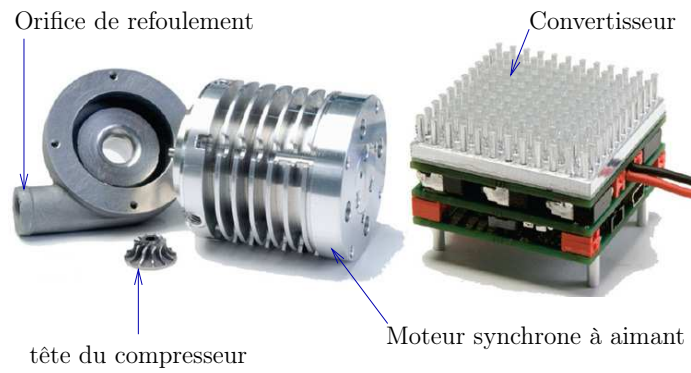


FIGURE 63. Compresseur centrifuge de 250 000 tr/min [7]

Compresseur centrifuge	Cractéristiques
Débits massique	23 g/s
Rapport de compression	1,5-2
Efficacité (isentropique)	76,4%
Vitesse de rotation	250 000 rpm
Puissance de compression	1910 Watts
Puissance électrique en entrée P_e	1975,1 Watts
Puissance électrique en entrée P_e	96,7 %

TABLE 4. Caractéristique du compresseur centrifuge présenté dans le chapitre 1 et 5. [7]

A.2 PROGRAMME D'IMPLÉMENTATION EN VHDL-AMS

```

1  -----
2  -- Title   : Fuite isentropique
3  -- Project : Compresseur Roots tri-lobes
4  -----
5  -- File    : Fuite_isentropique_v1.vhd
6  -- Author  : Jérémie M'BOUA
7  -- Company : UTBM
8  -- Created : 2007-02-09
9  -- Last update: 2008-08-09
10 -- Platform : Windows
11 -- Standard : VHDL-AMS
12 -----
13 -- Description: Isentropic leakage v.1.0
14 -----
15 -- Copyright (c) 2007
16 -----
17 ----- VHDLAMS MODEL section_isentropique -----
18 library ieee;
19 use ieee.thermal_systems.all;
20 use ieee.fluidic_systems.all;
21 use ieee.math_real.all;
22 use work.Model_redefine_math.all;
23
24 ----- ENTITY DECLARATION section_isentropique -----
25 entity fuite_isentropique is
26   generic(Cd : real := 0.85; -- Coeff isentropic leakage
27          k : real := 0.026); -- Coeff linearized nozzle 0.013
28
29   port(quantity TE1 : in TEMPERATURE := 300.0; -- Température (
30         condition limite 1)
31         quantity TE2 : in TEMPERATURE := 400.0; -- Température (
32         condition limite 2)
33         quantity section : in real; -- Section de fuite
34         terminal p1, p2 : fluidic); -- fluidic 1,2
35 end;
36
37 ----- ARCHITECTURE DECLARATION arch_section_isentropique -----
38 architecture arch_fuite_isentropique of fuite_isentropique is
39
40   quantity MassFlow through p1 to p2;
41   quantity PR1 across p1; -- Pression 1
42   quantity PR2 across p2; -- Pression 2
43   constant R : real := 8.31447215; -- Constante des gaz
44   parfaits
45   quantity Pup : pressure := 1.0e5; -- pression haute
46   quantity Pdown : pressure := 1.0e5; -- pression basse
47   quantity sign_flow : real := 1.0; -- signe (=sens) du débit
48   quantity Tfluid : Temperature := 300.0; -- Température du fluide

```

```

46  quantity rp      : real      := 1.0;      -- pressure ratio
47  -- Coefficients divers
48  constant SHR     : real      := 1.4;      -- Specific Heat Ratio
49
50  constant alpha1 : real := "**"(2.0/(SHR+1.0), SHR/(SHR-1.0));
51  constant alpha2 : real := REDEF_sqrt((2.0*SHR)/(R*(SHR-1.0)));
52  constant alpha3 : real := 2.0/SHR;
53  constant alpha4 : real := (SHR+1.0)/SHR;
54  constant alpha5 : real := REDEF_sqrt("**"((2.0/(SHR+1.0)), (SHR+1.0)
    / (SHR-1.0))*(SHR/R));
55
56
57  -- Signaux Detection changement de modèle (sens du débit et limite
    subsonique)
58  signal sens_pltop2 : boolean := true;
59  signal seuil_pression : boolean := false;
60
61  begin
62    sens_pltop2 <= PR1'above(PR2);
63    break on sens_pltop2;
64
65    seuil_pression <= Pdown'above(alpha1*Pup);
66    break on seuil_pression;
67
68    if sens_pltop2 use
69      Tfluid == TE1; -- Température du fluide est à la température TE1
70      Pup == PR1;      -- pression haute = PR1
71      Pdown == PR2;    -- pression basse = PR2
72      sign_flow == 1.0; -- sens du fluide
73    else
74      Tfluid == TE2; -- Température du fluide est à la température TE2
75      Pup == PR2;    -- pression haute = PR1
76      Pdown == PR1;  -- pression basse = PR2
77      sign_flow == -1.0; -- sens du fluide ****
78    end use;
79
80    rp == Pdown/Pup;
81
82    if seuil_pression use -- sub-critic flow
83      -- Condition sur alpha3 et alpha4 pour que la racine ne soit pas
        négative
84
85      -- alpha3 < alpha4 si Pdown < Pup
86      -- numériquement alpha3 = 2/SHR = 2/1.4 = 1.42
87      -- numériquement alpha4 = (SHR+1.0)/SHR = 2.4/1.4 = 1.71
88      -- La condition dans ce cas est bien réalisée
89      Massflow == sign_flow*(Cd*section*Pup/REDEF_sqrt(Tfluid)*alpha2*
        REDEF_sqrt(rp**alpha3-rp**alpha4));
90    else -- choked flow
91      Massflow == sign_flow*(Cd*section*Pup/REDEF_sqrt(Tfluid)*alpha5);
92    end use;
93  end;

```

```

93 ----- END VHDLAMS MODEL fuite_isentropique -----
94
95 ----- ARCHITECTURE DECLARATION arch_section_isentropique
96 -----
97 architecture arch_linearized_nozzle of fuite_isentropique is
98     quantity Delta_p across MassFlow through p1 to p2;
99 begin -- arch_linearized_nozzle
100     -- add inertia
101     -- break Massflow => 0.0;
102     MassFlow == Delta_p*k*section;
103 end arch_linearized_nozzle;

```

```

1 -----
2 -- Title   : Compression chamber with 2 terminals
3 -- Project : Scroll compressor model
4 -----
5 -- File    : Chamber_2T.vhd
6 -- Author  : Benjamin Blunier
7 -- Company : UTBM
8 -- Created : 2007-02-08
9 -- Last update: 2008-08-09
10 -- Platform : Windows
11 -- Standard : VHDL-AMS
12 -----
13 -- Description: Model of a compression chamber based on energy
14 -- conservation
15 -----
16 -- Copyright (c) 2007
17 -----
18 ----- VHDLAMS MODEL Chambre_compression -----
19 library ieee;
20 use ieee.fluidic_systems.all;
21 use ieee.thermal_systems.all;
22 use ieee.math_real.all;
23
24 ----- ENTITY DECLARATION Chambre_compression -----
25 entity Chambre_compression_2T is
26     generic (SHR : real := 1.4; -- Specific Heat Ratio
27             P_init : pressure := 1.0e5; -- Pression initiale
28             T_init : TEMPERATURE := 300.0); -- Température initiale
29     port (quantity q_volume : in real; -- Fonction de volume
30          quantity dVolume_dt : in real := 0.0; -- Dérivée du volume
31          quantity Tc_1, Tc_2 : in TEMPERATURE := T_init; -- Températures
32                  du fluide traversant
33                  -- respec. les fuites 1 et 2 ou
34                  -- Tc_1,Tc_2, ..., Tc_n
35          quantity P_in_reinit : in pressure := P_init; -- Valeur de
36                  réinitialisation de la
37                  -- pression (vient

```



```

36          -- de la chambre amont)
37      quantity T_in_reinit : in TEMPERATURE := T_init; -- Valeur de
          réinitialisation de
38          -- température
39          -- (vient de la
40          -- chambre amont)
41      signal top      : in boolean := false; -- Signal de
          -- réinitialisation de pression
42          -- et température
43      quantity P_c_out : out pressure := P_init; -- Pression de la
          chambre
44          -- a transmettre à
45          -- la chambre aval
46      quantity T_c_out : out TEMPERATURE := T_init; -- Température
          -- de la chambre
47          -- transmettre à
48          -- la chambre aval
49      terminal p_1, p_2 : fluidic); -- Terminaux fuites 1 et 2 ou p_1
          ,p_2, ... p_n
50
51 end entity Chambre_compression_2T;
52
53 ----- ARCHITECTURE DECLARATION arch_Chambre_compression
54 -----
55 architecture arch_Chambre_compression of Chambre_compression_2T is
56     constant R : real := 285.0; --Constante de l'air cp-cv (B.
          Blunier)
57     quantity P_c : pressure := P_init; -- Pression de la chambre
58     quantity T_c : temperature := T_init; -- Température de la chambre
59     -- Il y aura autant de terminaux fluidiques p_i qu'il y a de fuites
          avec i appartient à {1..n}
60     quantity Pc_1 across M_flow_1 through p_1; -- Terminal fuite 1
61     quantity Pc_2 across M_flow_2 through p_2; -- Terminal fuite 2
62     --(...)
63     -- QUANTITY Pc_n ACROSS M_flow_n THROUGH p_n; -- Terminal fuite n
64
65     quantity Tfluid_1 : TEMPERATURE := T_init; -- Température du fluide
          traversant la fuite 1
66     quantity Tfluid_2 : TEMPERATURE := T_init; -- Température du fluide
          traversant la fuite 2
67     --(...)
68     -- QUANTITY Tfluid_n : TEMPERATURE := T_init; -- Température du
          fluide traversant la fuite n
69
70     signal sens_1, sens_2 : boolean := false; -- Sens du fluid des
          fuites 1 et 2 ou sens_1,sens_2.. sens_3
71
72 begin
73     -- initialisations
74     break P_c => P_init, T_c => T_init;
75
76     -- Conditions initiales après une période (=conditions finales

```

```

    chambres amont)
77 break P_c => P_in_reinit, T_c => T_in_reinit on top;
78
79
80 sens_1 <= M_flow_1'above(0.0);
81 sens_2 <= M_flow_2'above(0.0);
82 --(...)
83 -- sens_n <= M_flow_n'above(0.0);
84
85 --BREAK ON sens_1, sens_2;          -- sens_1, sens_2,... sens_n
86
87 if sens_1 use
88     Tfluid_1 == Tc_1; -- Si le fluide entre à l'amont il est à la
        température de la chambre en amont
89 else
90     Tfluid_1 == T_c; -- Si le fluide sort du côté amont (q < 0) il est
        à la température de la chambre
91 end use;
92
93 if sens_2 use
94     Tfluid_2 == Tc_2; -- Si le fluide entre à l'aval il est à la
        température de la chambre en aval
95 else
96     Tfluid_2 == T_c; -- Si le fluide sort à l'aval (q < 0) il est à la
        température de la chambre
97 end use;
98 --(...)
99 -- IF sens_n USE Tfluid_n == Tc_n ; ELSE Tfluid_n== T_c ; END USE;
100
101 -- Determination of P_c
102 -- Rq: dV_dtheta*Omega= dV_dt car Omega = dtheta_dt (B. Blunier)
103
104
105 P_c'dot == (1.0/q_volume)*(SHR*R*(M_flow_1*Tfluid_1+M_flow_2*
        Tfluid_2)-SHR*P_c*dVolume_dt); -- (M_flow_1*Tfluid_1+M_flow_2*
        Tfluid_2+ ... +M_flow_n*Tfluid_n)
106 -- Determination of T_c
107 T_c'dot == (1.0/(P_c*q_volume))*(q_volume*T_c*P_c'dot+T_c*P_c*
        dVolume_dt-(R*T_c**2)*(M_flow_1+M_flow_2)); -- (M_flow_1+ ... +
        M_flow_n)
108
109 Pc_1 == P_c;
110 Pc_2 == P_c;
111 -- (...)
112 -- Pc_n == Pc_2
113 P_c_out == P_c;
114 T_c_out == T_c;
115 end architecture arch_Chambre_compression;

```

A.3 PRÉSENTATIONS DES ÉLÉMENTS CONSTITUTIFS DU BANC D'ESSAIS

Un système de prototypage rapide dspace permet de piloter les actionneurs et d'acquérir les mesures.

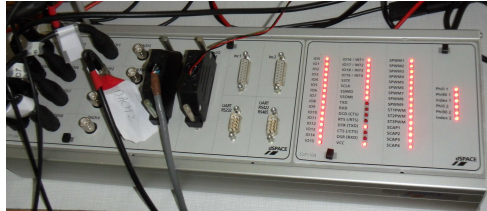


FIGURE 64. Boîtier dspace.

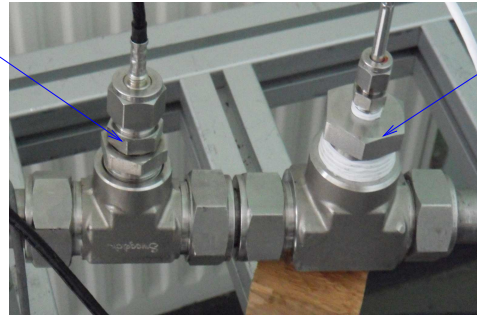


FIGURE 65. Électrovanne.

Capteur	Caractéristiques
Vanne BAUMAN type 24 000	alimentation 24 V puissance électrique du moteur d'entraînement : 5,5 W signal de commande : 2 V (fermé)- 10 V (ouvert) temps de réponse : 1 min température de fonctionnement : -7 à 120 °C

TABLE 5. Caractéristiques Électrovanne. [7]

Capteur de température
Thermocouple de type T



Capteur de pression
Killers séries 33X

FIGURE 66. Capteurs de température et de débit.

Capteur	Caractéristiques
Débitmètre 8689MPNH-SSS-133-DC24-Air	débitmètre massique thermique nature du gaz : air débit : 0-2 alimentation : 24 V signal de sortie : 0-5 V pression maximale : 34 bar gamme de température : -40 à 100 °C

TABLE 6. Caractéristiques débitmètre.

Capteur	Caractéristiques
Capteur de pression KELLERS Séries 33X	compensé en température alimentation : 8-28 V étendue de mesure : 0-3 bar resp. 0-10 V fréquence de conversion : 400 Hz précision : 0,05 %.

TABLE 7. Caractéristiques du capteur de pression.



FIGURE 67. Capteur de température.

Capteur	Caractéristiques
Capteurs de température	thermocouples blindés de type T en acier inoxydable associés à des transmetteurs de thermocouple gamme de température : -40 à 400 °C alimentation 8-30 V des transmetteurs : sortie des transmetteurs : 4-20 mA resp. 0-10 V période d'échantillonnage : 500 ms précision : $\pm 0,04$ % de la valeur de la lecture

TABLE 8. Caractéristiques du capteur de température.



FIGURE 68. Couplemètre.

Capteur	Caractéristiques
Couplemètre SCAIME DR2500	Capteur de couple rotatif vitesse de rotation très élevée jusqu'à 30 000 tr/mn (pas de roulement). Permet des mesures de couple très faible Transmission du signal sans contact électrique Aucune maintenance. Axe lisse ; fréquence de rafraîchissement élevée (10 kHz). Très précis : 0,1%. Signal de sortie haut niveau ± 5 V ou (± 10 V) ; Signal vitesse par impulsions en option

TABLE 9. Caractéristiques du capteur de température.

A.4 ÉLÉMENT DE RÉGULATION DE LA PRESSION

C'est le papillon d'admission qui a été retenu pour notre application, en raison de sa caractéristique plus adaptée aux gammes de débit et de pression, de son temps de réponse et de son contrôle rapproché sur la position du clapet.

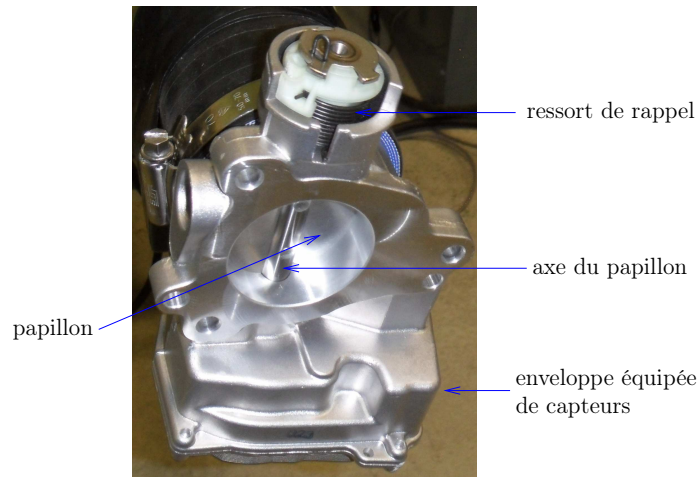


FIGURE 69. Vanne papillon.

Actionneur	Caractéristiques
Vanne papillon	Plage de débit : de 1 à 83 g/s ; Pression différentielle amont-aval : de 20 à 600 mbar absolus ; Température maximale en sortie : 140 °C ; Temps de réponse en position : environ 0,15 s ; Précision d'ouverture : ± 5 % C.

TABLE 10. Caractéristiques de la vanne papillon.

La vanne de contrôle comprend un dispositif permettant de réaliser une section de passage variable (papillon fixé sur un axe) au moyen d'un actionneur électrique (moteur rotatif dont la force magnétique est équilibrée par l'action d'un ressort). Nous utilisons un hacheur piloté *via* dspace pour l'asservissement en position du volet. Un capteur sans contact est utilisé pour la saisie de la position du volet. Le volet est amené dans une position d'ouverture par la force d'un ressort lorsque l'actionneur est non alimenté ou lorsque l'électronique embarquée détecte un mode de défaut. Si l'électronique

intégrée détecte un défaut de l'actionneur, un signal d'état est transmis au calculateur

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Motorized turbocompressor/blower for automotive fuel cells, oil-free high-speed motors. www.miti.cc. (Cité page 20.)
- [2] Photo compresseur à bec, . www.azprocede.fr/Cours_GC/pompe/compresseur_bec_johnson.png. (Cité page 19.)
- [3] Photo compresseur à palette, . fr.academic.ru/pictures/frwiki/80/Pompe_palettes.jpg. (Cité page 19.)
- [4] Photo compresseur à vis, . www.edmond.peulot.pagesperso-orange.fr/vis_compresseur_B0GE.jpg. (Cité page 19.)
- [5] Photo compresseur scroll, . www.fr.academic.ru/pictures/frwiki/84/Two_moving_spirals_scroll_pump.gif. (Cité page 19.)
- [6] Site internet danfoss turbo. www.turbocor.com. (Cité page 20.)
- [7] Site internet de celeroton. www.celeroton.com. (Cité pages xiv, xvi, 21, 106, 114 et 120.)
- [8] Site internet de l'entreprise busch. www.busch.fr. (Cité page 17.)
- [9] Site internet du constructeur rietschle thomas. www.rtpumps.com. (Cité page 16.)
- [10] Site internet energieplus. www.energieplus-lesite.be. (Cité pages 16 et 17.)
- [11] Technologie du transport des fluides, . www.cyber.uhp-nancy.fr. (Cité pages xiv, 12 et 19.)
- [12] Hydrogen, fuel cells and infrastructure technologies program, annuel progress report. U.S. Department of Energy, nov 2002. Available online : http://www1.eere.energy.gov/hydrogenandfuelcells/annual_report.html. (Cité page 8.)
- [13] ADEME : Site internet de l'ademe. www.ademe.fr. (Cité pages xiv et 14.)
- [14] Peter J. ASHENDEN, Gregory D. PETERSON et Darrell A. TEEGARDEN : *The System Designer's Guide To VHDL-AMS, analog, mixed signal and mixed-technology modeling*. Morgan Kaufmann Publishers, 2003. (Cité pages xiv, 53, 54 et 55.)
- [15] K. J. ASTROM et T H : *Pid controllers-theory-design and tuning*. In *Instrument Society of America, 67 Alexander Drive, PO Box 12277, Research Triangle Park, North Carolina 27709, USA*, 1995. (Cité pages xvi, 85 et 86.)

- [16] Pierre BAURENS et Jean Philippe Poirot CROUVEZIER : La conception de systèmes à pile à combustible, application à l'automobile. *CLEF CEA*, 2005. (Cité page 98.)
- [17] Salim BENBOUZID, Geneviève DAUPHIN-TANGUY, Franck GUILLEMARD et Cédric NOUILLANT : Electrochemical phenomena modelling in pem fuel cell with bond graph approach. In *International Conference on Vehicle Power and Propulsion, IEEE VPP'04*, 2004. (Cité page 52.)
- [18] Bernard BESSON : Suralimentation par compresseur volumétrique. *Traité génie mécanique, Techniques de l'Ingénieur*, may 1992. (Cité pages 16, 17 et 18.)
- [19] B. BLUNIER et A. MIRAOUI : *20 questions sur la pile à combustible, L'hydrogène vecteur énergétique de demain*. 2009. (Cité pages xiv et 8.)
- [20] Benjamin BLUNIER : *Modélisation de moto-compresseurs en vue de la gestion de l'air dans les systèmes pile à combustible, Simulation et validation expérimentale*. Thèse de doctorat, Université de Technologie de Belfort-Montbéliard, 2007. (Cité pages xiv, 3, 6, 12, 17, 20, 21, 22, 24, 51, 63 et 111.)
- [21] Benjamin BLUNIER, Giansalvo CIRRINCIONE et Abdellatif MIRAOUI : Novel geometrical model of scroll compressor for the analytical description of the chamber volumes. In *Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue*, numéro CO74, 2006. (Cité page 52.)
- [22] Benjamin BLUNIER et Abdellatif MIRAOUI : Air management in pem fuel cell : State-of-the-art and perspectives. In *ACEMP'07, Electromotion*, pages 245–253. IEEE-PES-MS, sep 2007. Invited paper. (Cité pages 8 et 12.)
- [23] Benjamin BLUNIER et Abdellatif MIRAOUI : Modelling of fuel cells using multi-domain vhdl-ams language. *Journal of Power Sources*, 177(2):434–450, 2007. (Cité page 52.)
- [24] Benjamin BLUNIER et Abdellatif MIRAOUI : *Piles à combustible, Principe, modélisation et applications avec exercices et problèmes corrigés*. Technosup, 2007. Livre en français. (Cité pages xv et 97.)
- [25] Benjamin BLUNIER, Marcello PUCCI, Giansalvo CIRRINCIONE, Maurizio CIRRINCIONE et Abdellatif MIRAOUI : A scroll compressor with a high performance sensorless induction motor drive for the air management of a pemfc system for automotive applications. *Transaction on Vehicular Technology*, 2007. (in press). (Cité page 21.)
- [26] Benjamin BLUNIER, Marcello PUCCI, Giansalvo CIRRINCIONE et Abdellatif MIRAOUI : A scroll compressor with a high performance induction motor drive for the air management of a pemfc system for automotive

- applications. In *Industry Applications Conference, 2007. 42nd IAS Annual Meeting. Conference Record of the 2007 IEEE*, pages 969–976, 23-27 Sept. 2007. (Cité pages 17 et 21.)
- [27] M. D. BRYANT : A bond graph model of an electromagnetic launcher, part 1 : Structure and details. *Plasma Science, IEEE Transactions on*, (99):1–11. ISSN 0093-3813. (Cité page 51.)
- [28] M. D. BRYANT : A bond graph model of an electromagnetic launcher, part 2 : Simulation results. *Plasma Science, IEEE Transactions on*, PP(99):1–8, 2010. ISSN 0093-3813. (Cité page 51.)
- [29] C. Hang C et K. SIN K : On line auto tuning of pid controllers based on cross correlation. In *International Conference on Industrial Electronics, Singapore*, 1988. (Cité page 84.)
- [30] Denis CANDUSSO et Raynal GLISES : Piles à combustible pemfc et sofc. *Technique de l'ingénieur*, 2007. (Cité page 10.)
- [31] Minggao Ouyanga CHENG BAO et Baolian YIB : Modeling and control of air stream and hydrogen flow with recirculation in a pem fuel cell system. control-oriented modeling. *International Journal of Hydrogen Energy*, page 1879 à 1896, 2006. (Cité page 81.)
- [32] E. CHRISTEN et K. BAKALAR : Vhdl-ams-a hardware description language for analog and mixed-signal applications. *IEEE Transactions on Circuits and Systems II : Analog and Digital Signal Processing*, [see also *IEEE Transactions on Circuits and Systems II : Express Briefs*], 46(10):1263–1272, oct 1999. (Cité page 52.)
- [33] A. DAOUD et A. MIDOUN : Commande floue de la charge d'une batterie dans une installation photovoltaïque. *Rev.Energ. Ren*, pages 67–72, 2003. (Cité page 86.)
- [34] R.H DESHPANDE, P. Band ash : Computer process control. *ISA*, 1981. (Cité page 85.)
- [35] Thierry DESTOOP : Compresseurs volumétriques. *Traité génie mécanique, Techniques de l'Ingénieur*, aug 1989. (Cité pages 13, 17, 18 et 65.)
- [36] Marie-Eve DUPREZ, Eric DUMONT et Marc FRÈRE : Modelling of reciprocating and scroll compressors. *International Journal of Refrigeration*, 30 (5):873 – 886, 2007. ISSN 0140-7007. (Cité pages 66 et 67.)
- [37] R.L. EWING, J.W. HINES, G.D. PETERSON et M. RUBEIZ : Vhdl-ams design for flight control systems. In *Aerospace Conference, 1998. Proceedings., IEEE*, volume 1, pages 223–229vol.1, mar 1998. (Cité page 52.)
- [38] Radke F. et R. ISERMANN : A parameter adaptive pid controller with stepwise parameter optimization. In *Automatica*, 1987. (Cité page 84.)

- [39] J. FAISANDIER : *Mécanismes hydrauliques et pneumatiques*. Dunod, 1999. (Cité page 79.)
- [40] J.M. CUNNINGHAM. M.A. Hoffman. A.R. Eggert. D.J. FRIEDMAN. : The implications of using an expander (turbine) in an air system of a pem fuel cell engine. *In Electric Vehicle Symposium (EVS-17 Conference)*, 2000. (Cité page 76.)
- [41] Jens GRAVENSEN et Christian HENRIKSEN : The geometry of the scroll compressor. *Society for Industrial and Applied Mathematics*, 43(1):113–126, 2001. (Cité page 24.)
- [42] Jens GRAVENSEN, Christian HENRIKSEN et Peter HOWELL : Danfoss : Scroll optimization. Final report, Department of Mathematics, Technical University of Denmark, Lyngby, 1998. 32nd European Study Group with Industry. (Cité page 49.)
- [43] Nils P HALM : Mathematical modeling of scroll compressor. Mémoire de D.E.A., Herrick Lab., School of Mechanical Engineering, Purdue University, 1997. (Cité pages 51 et 69.)
- [44] Lee T.H. HANG, C.C. et T.T TAY : The use of recursive parameter estimation as an auto-tuning aid. *In Proc. ISA Annual Conf., USA*, pp. 387-396, 1984. (Cité page 84.)
- [45] Lim C. C. HANG, C. C. et S. H. SOON : A new pid auto-tuner design based on correlation technique. *In 2nd Multinational Instrumentation Conf, China*. (Cité page 84.)
- [46] T. HIRANO, K. HAGIMOTO et M. MAADA : Scroll profiles for scroll fluid machines. *MHI Tech Rev*, 27(1):35–41, 1990. (Cité page 17.)
- [47] Hawk W.K. HOOPES H.S. et Levis R.C. : A self-tuning controller. *ISA Transactions*, 22:49–58, 1983. (Cité page 84.)
- [48] B.J. HOSTICKA, W. BROCKHERDE, R. KLINKE et R. KOKOZINSKI : Design methodology for analog monolithic circuits. *IEEE Transactions on Circuits and Systems I : Fundamental Theory and Applications*, [see also *IEEE Transactions on Circuits and Systems I : Regular Papers*], 41(5):387–394, may 1994. (Cité page 17.)
- [49] B. HUANG, I. SADLI, J.-P. MARTIN et B. DAVAT : Design of a high power, high step-up non-isolated dc-dc converter for fuel cell applications. *In Vehicle Power and Propulsion Conference, 2006. VPPC '06. IEEE*, pages 1–6, 6-8 Sept. 2006. (Cité page 51.)
- [50] D.J. Friedman J.M. CUNNINGHAM, M.A. Hoffman : A comparison of high-pressure and low-pressure operation of pem fuel cell systems. *In SAE 2001 World Congress (2001-01-0538)*, 2001. (Cité page 76.)

- [51] R.M. Moore D.J. Friedman J.M. CUNNINGHAM, M.A. Hoffman : Requirements for a flexible and realistic air supply model for incorporation into a fuel cell vehicle (fcv) system simulation. *In SAE Future Transportation Technology Conference*, 1999. (Cité page 76.)
- [52] James LARMINIE et Andrew DICKS : *Fuel Cell Systems Explained*. Wiley, 2 édition, 2003. (Cité page 12.)
- [53] Hyeoun-Dong LEE et Seung-Ki SUL : Fuzzy logic based torque control strategy for parallel type hybrid electric vehicle. *IEEE Transactions on ind. elec*, 45, 1998. (Cité page 86.)
- [54] H. F.Leung L.K.WONG, Frank et Peter K. S. TAM : Lyapunov function based design of fuzzy, logic controllers and its application on combining controllers. *IEEE Transactions on ind. elec.*, 45, 1998. (Cité page 85.)
- [55] Chang Boon Low, Danwei WANG, S. AROGETI et Ming LUO : Quantitative hybrid bond graph based fault detection and isolation. *Automation Science and Engineering, IEEE Transactions on*, 7(3):558 –569, jul. 2010. ISSN 1545-5955. (Cité page 51.)
- [56] Jean-Marie MÉRIGOUX : Ventilateurs, compresseurs. notions fondamentales, dimensionnement. *Traité génie mécanique, Techniques de l'Ingénieur*, sep 1999. (Cité pages xiv, 15, 16 et 106.)
- [57] Sathya MOTUPALLY, Aaron J. BECKER et John W. WEIDNER : Diffusion of water in nafion 115 membranes. *Journal of Electrochemical Society*, 147 (9):3171–3177, dep 2000. (Cité page 10.)
- [58] S. PISCHINGER, C. SCHÖNFELDER, O. LANG et H. KINDL : Development of fuel cell system air management utilizing h.i.l. tools. *In Fuel Cell Power for Transportation*, numéro 2002-01-0409, pages 109–117. SAE, 2002. (Cité page 12.)
- [59] I. Kolmanovsky. P.MORALL : Turbocharger modeling for automotive control applications. *SAE*, 1999. (Cité page 76.)
- [60] Jay T. PUKRUSHPAN, Anna G. STEFANOPOULOU et Huei PENG : *Control of Fuel Cell Power Systems : Principle, Modeling Analysis and Feedback Design*. Advances in Industrial Control, 2004. ISBN : 1852338164. (Cité pages 8 et 76.)
- [61] J.T. PUKRUSHPAN, A.G. STEFANOPOULOU et Huei PENG : Modeling and control for pem fuel cell stack system. *In American Control Conference*, 2002. *Proceedings of the 2002*, volume 4, pages 3117–3122vol.4, may 2002. (Cité page 76.)
- [62] J.T. PUKRUSHPAN, A.G. STEFANOPOULOU et Huei PENG : Control of fuel cell breathing. *Control Systems Magazine, IEEE*, 24(2):30–46, apr 2004. (Cité page 81.)

- [63] Paul Hendrick RODATZ : *Dynamics of the Polymer Electrolyte Fuel Cell : Experiments and Model-Based Analysis*. Thèse de doctorat, Swiss Federal Institute of Technology, Zurich, 2003. (Cité page 81.)
- [64] Nicolas ROMANI : *Modélisation et Commande du Système d’Alimentation en Air pour le Module de Puissance d’un Véhicule à Pile à Â Combustible avec Reformeur Embarqué*. Thèse de doctorat, Paris Sud 11, 2007. (Cité pages xvi, 51, 65, 84 et 113.)
- [65] J.T. Pukrushpan H. Peng. S. GELFI, A.G. Stefanopoulou : Dynamics of low-pressure and high pressure fuel cell air supply systems. *In IEEE American Control Conference*, 2003. (Cité page 76.)
- [66] T. E. SPRINGER, T. A. ZAWODZINSKI et S. GOTTESFELD : Polymer electrolyte fuel cell model. *J. Electrochem. Soc.*, 138(8):2334–2342, 1991. (Cité page 10.)
- [67] S. K. Tso et Y H FUNG : Methodological development of fuzzy logic controllers from multivariable linear control. *IEEE Trans. syst.*, 27(3):566–572, 1997. (Cité page 86.)
- [68] T.TAKAGI et M.SUGENO : Fuzzy identification of systems and its applications to modeling and control. *IEEE Trans. Syst.*, vol. 15:116–132, 1985. (Cité pages xv, 85 et 87.)
- [69] James F. WALTON II, Michael TOMESZEWSKI, Crystal A. HESHMAT et Hooshang and HESHMAT : On the development of an oil-free electric turbocharger for fuel cells. *In Proceedings of 2006 ASME Turbo Expo : Power for Land, Sea & Air*, Barcelona, Spain, may 2006. (Cité page 20.)
- [70] Baolong WANG, Xianting LI et Wenxing SHI : A general geometrical model of scroll compressors based on discretional initial angles of involute. *International Journal of Refrigeration*, 28:958–966, 2005. (Cité page 24.)
- [71] Eric L. WINANDY : *Contribution to the Performance Analysis of Reciprocating and Scroll Refrigeration Compressors*. Thèse de doctorat, Mechanical Engineering Department, University of Concepción, Chili, 1999. (Cité pages 65, 66 et 69.)
- [72] T. YANAGISAWA, M. CHENG, M. FUKUTA et T. SHIMIZU : Optimum operating pressure ratio for scroll compressor. *In Proceeding of the international compressor engineering conference at Purdue*, pages 425–433, 1990. (Cité page 45.)
- [73] Jie ZHU, Disheng WANG et Li YUNBING : Geometrical analysis of scroll compressor for high pressure ratio. (Cité pages 17 et 24.)

NOTES SUR LE FORMAT DE LA THÈSE

Cette thèse a été réalisée avec $\text{\LaTeX} 2_{\epsilon}$ avec les polices *Palatino* de Hermann Zapf's, *Euler* (les polices Postscript Type 1 *URW Palladio L* et *FPL* ont été utilisées), développées originalement par Bitstream, Inc. comme « Bitstream Vera » (les polices Postscript Type 1 ont été rendues disponible par Malte Rosenau et Ulrich Dirr).

Le style typographique, réalisé par Andrée Miete, a été inspiré par Robert Bringhurst et présenté dans *The Elements of Typographic Style* (Version 2.5, Hartley & Marks, 2002) et est disponible pour \LaTeX sur le CTAN comme « classicthesis ».